

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/JP05/009503

International filing date: 18 May 2005 (18.05.2005)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: JP
Number: 2004-171483
Filing date: 09 June 2004 (09.06.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 24 June 2005 (24.06.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日
Date of Application: 2 0 0 4 年 6 月 9 日

出 願 番 号
Application Number: 特 願 2 0 0 4 - 1 7 1 4 8 3

パリ条約による外国への出願
に用いる優先権の主張の基礎
となる出願の国コードと出願
番号
J P 2 0 0 4 - 1 7 1 4 8 3
The country code and number
of your priority application,
to be used for filing abroad
under the Paris Convention, is

出 願 人
Applicant(s): 日 立 建 機 株 式 会 社

2 0 0 5 年 6 月 8 日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

小 川



【書類名】	特許願		
【整理番号】	T4646		
【あて先】	特許庁長官殿		
【国際特許分類】	F04B 1/22		
【発明者】			
【住所又は居所】	茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地	日立建機株式会社	土浦工場内
【氏名】	新留 隆志		
【発明者】			
【住所又は居所】	茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地	日立建機株式会社	土浦工場内
【氏名】	藪内 愛智		
【発明者】			
【住所又は居所】	茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地	日立建機株式会社	土浦工場内
【氏名】	小林 剛		
【特許出願人】			
【識別番号】	000005522		
【氏名又は名称】	日立建機株式会社		
【代理人】			
【識別番号】	100079441		
【弁理士】			
【氏名又は名称】	広瀬 和彦		
【電話番号】	(03)3342-8971		
【手数料の表示】			
【予納台帳番号】	006862		
【納付金額】	16,000円		
【提出物件の目録】			
【物件名】	特許請求の範囲	1	
【物件名】	明細書	1	
【物件名】	図面	1	
【物件名】	要約書	1	
【包括委任状番号】	9004835		

【書類名】 特許請求の範囲

【請求項 1】

一側に斜板支持部が設けられ他側に一對の給排通路が設けられた筒状のケーシングと、該ケーシングに回転可能に設けられた回転軸と、該回転軸と一体に回転するように前記ケーシング内に設けられ周方向に離間して軸方向に延びる複数のシリンダを有したシリンダブロックと、該シリンダブロックの各シリンダに往復動可能に挿嵌された複数のピストンと、前記各シリンダから突出する該各ピストンの突出端側に装着された複数のシューと、表面側が該各シューを摺動可能に案内する平滑面となり裏面側が一對の脚部となって前記斜板支持部に傾転可能に支持される斜板と、前記ケーシングに設けられ外部から傾転制御圧が給排されることにより該斜板を傾転駆動する傾転アクチュエータと、前記斜板の各脚部と前記斜板支持部との間に設けられ前記給排通路に連通して両者の接触面を潤滑状態に保持する静圧軸受とを備えてなる可変容量型斜板式液圧回転機において、

前記静圧軸受は、前記一對の脚部のうち一方の脚部側に設けられた第 1 の主静圧軸受部と、前記一對の脚部のうち他方の脚部側に設けられた第 2 の主静圧軸受部と、該第 2 の主静圧軸受部から離間して前記他方の脚部側に設けられた第 1 の補助静圧軸受部と、前記第 1 の主静圧軸受部から離間して前記一方の脚部側に設けられた第 2 の補助静圧軸受部とにより構成したことを特徴とする可変容量型斜板式液圧回転機。

【請求項 2】

前記第 1 の主静圧軸受部は、前記回転軸の径方向一側で前記斜板が各ピストンから受ける油圧反力の合力作用点に近い位置に配置し、前記第 2 の主静圧軸受部は、前記回転軸の径方向他側で前記斜板が各ピストンから受ける油圧反力の合力作用点に近い位置に配置する構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

【請求項 3】

前記斜板には一對の脚部間に位置して前記回転軸が隙間をもって挿通される貫通穴を設け、前記第 1、第 2 の主静圧軸受部は、前記第 1、第 2 の補助静圧軸受部よりも前記貫通穴に近い位置に配置され該第 1、第 2 の補助静圧軸受部よりも大なる有効軸受面積を有する構成としてなる請求項 1 または 2 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

【請求項 4】

前記一對の脚部には、前記第 1、第 2 の主静圧軸受部および第 1、第 2 の補助静圧軸受部よりも前記回転軸から離れた位置に第 1、第 2 の滑り軸受部を設ける構成としてなる請求項 1、2 または 3 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

【請求項 5】

前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち一方の給排通路に油路を介して連通する構成とし、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち他方の給排通路に他の油路を介して連通する構成としてなる請求項 1、2、3 または 4 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

【請求項 6】

前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とを前記一方の給排通路に連通させる油路の途中には、前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する絞りを設け、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とを前記他方の給排通路に連通させる油路の途中には、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する他の絞りを設ける構成としてなる請求項 5 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

【請求項 7】

前記第 1 の主静圧軸受部、第 1 の補助静圧軸受部と前記一方の給排通路との間には、該一方の給排通路に一侧が連通し他側が前記静圧軸受部に向けて延びた共通油路と、該共通油路の他側で互いに分岐し前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに個別に接続される分岐油路とを設け、前記第 2 の主静圧軸受部、第 2 の補助静圧軸受部と前記他方の給排通路との間には、該他方の給排通路に一侧が連通し他側が前記静圧軸受部に向けて延びた他の共通油路と、該共通油路の他側で互いに分岐し前記第 2 の主静圧軸受部と第 2

の補助静圧軸受部とに個別に接続される他の分岐油路とを設ける構成としてなる請求項 5 または 6 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

【請求項 8】

前記共通油路の途中には、前記一方の給排通路から前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を調整する共通絞りを設け、前記他の共通油路の途中には、前記他方の給排通路から前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を調整する他の共通絞りを設ける構成としてなる請求項 7 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

【請求項 9】

前記斜板は、前記傾転アクチュエータにより傾転角零の中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動する構成としてなる請求項 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 または 8 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

【請求項 10】

前記ケーシングには、制御スリーブ内にスプールを有したサーボ弁からなり前記傾転アクチュエータに給排する前記傾転制御圧を外部からの指令信号に従って制御するレギュレータと、前記斜板の傾転動作に追従して該レギュレータの制御スリーブをフィードバック制御するフィードバック機構とを設け、

該フィードバック機構は、

前記斜板が中立位置にあるときに前記回転軸に沿った軸方向一侧の初期位置となり、前記斜板が正、逆方向に傾転駆動されるときには前記初期位置から軸方向他側に向けて変位するように前記斜板の傾転動作を軸方向変位に変換して取出す変換部と、

該変換部と前記レギュレータの制御スリーブとの間に設けられ該変換部で取出した軸方向変位を前記レギュレータの制御スリーブに伝える変位伝達部とにより構成してなる請求項 9 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

【書類名】 明細書

【発明の名称】 可変容量型斜板式液圧回転機

【技術分野】

【0001】

本発明は、例えばホイールローダ、ホイール式の油圧ショベル、油圧クレーンまたはクローラ式の油圧ショベル、油圧クレーン等の作業車両に油圧ポンプまたは油圧モータ等として好適に用いられる可変容量型斜板式液圧回転機に関する。

【背景技術】

【0002】

一般に、可変容量型斜板式液圧回転機は、例えばホイールローダや油圧ショベル等の作業車両において、その油圧源を構成する可変容量型斜板式の油圧ポンプとして用いられる。また、旋回用、走行用等の油圧モータとしても用いられるものである。

【0003】

そして、この種の従来技術による可変容量型斜板式液圧回転機は、筒状のケーシングと、該ケーシングに回転可能に設けられた回転軸と、該回転軸と一体に回転するように前記ケーシング内に設けられ周方向に離間して軸方向に延びる複数のシリンダを有したシリンダブロックと、該シリンダブロックの各シリンダに往復動可能に挿嵌された複数のピストンと、前記各シリンダから突出する該各ピストンの突出端側に装着された複数のシューと、表面側が該各シューを摺動可能に案内する平滑面となり裏面側が前記ケーシングの斜板支持部に傾転可能に支持される斜板と、前記ケーシングに設けられ外部から傾転制御圧が給排されることにより該斜板を傾転駆動する傾転アクチュエータとにより大略構成されている。

【0004】

この場合、前記斜板の裏面側には、前記回転軸を挟んで互いに離間し前記ケーシングの斜板支持部に向けて凸湾曲状に突出する一対の脚部を設け、前記斜板支持部には、該一対の脚部に対応して凹湾曲状に形成され該各脚部を介して前記斜板を傾転可能に支持する一対の傾転支持面を設ける構成としている。

【0005】

また、前記ケーシングには、シリンダブロックの各シリンダ内に圧油を給排するために一対の給排通路が設けられ、前記斜板の各脚部と前記斜板支持部の各傾転支持面との間には、静圧軸受を設ける構成としている。そして、この静圧軸受は、前記一対の給排通路のうち高压側の給排通路から圧油の一部が導かれることにより、圧油の圧力を利用して両者の接触面（脚部の凸湾曲面と傾転支持面との間）に乖離力を生じさせつつ、この接触面を潤滑状態に保持するものである（例えば、特許文献1参照）。

【0006】

また、他の従来技術として、斜板に形成した一対の脚部と斜板支持部に形成した一対の傾転支持面との間に、それぞれ独立した第1の静圧軸受と第2の静圧軸受とを設け、ケーシングに設けた一対の給排通路のうち、一方の給排通路を第1の静圧軸受に連通させ、他方の給排通路を第2の静圧軸受に連通させる構成とした可変容量型斜板式液圧回転機も知られている（例えば、特許文献2参照）。

【0007】

また、油圧閉回路方式の油圧動力伝達機構（以下、HSTという）等を用いる可変容量型斜板式液圧回転機は、傾転アクチュエータにより斜板を、傾転角零の中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動し、例えば油圧ポンプから吐出する圧油の吐出方向を正、逆の両方向に切替える構成としている（例えば、特許文献3参照）。

【0008】

【特許文献1】 特開平9-166074号公報

【特許文献2】 米国特許明細書第6,048,176号

【特許文献3】 特開昭63-259182号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

ところで、上述した特許文献1による従来技術では、斜板の各脚部と斜板支持部の各傾転支持面との間に設けた静圧軸受に対し、一对の給排通路のうち一方の給排通路から圧油を導く構成であるため、斜板が各ピストンから受ける油圧反力（ピストン反力による斜板の押付力）と静圧軸受による乖離力とが、給排通路側での圧力変動等に伴ってアンバランスになることがある。

【0010】

そして、このようなアンバランスな状態で斜板の各脚部が斜板支持部の傾転支持面から僅かでも浮き上がるように傾いたり、離間したりすると、静圧軸受内に導いた圧油が外部に漏洩し、斜板の脚部と斜板支持部の傾転支持面との間を潤滑状態に保持するのが難しくなるという問題がある。

【0011】

また、例えば油圧モータのように回転軸の回転方向が正、逆の両方向に切換えられる場合には、一对の給排通路が高圧側と低圧側のいずれかに順次切換えられるため、特許文献1による従来技術では、静圧軸受として本来の機能を保つことができない。また、特許文献3に記載の従来技術のように、HST等に用いるため傾転アクチュエータにより、斜板を傾転角零の中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動する構成とした可変容量型斜板式油圧ポンプにも、従来技術の静圧軸受は適用できないものである。

【0012】

一方、特許文献2による従来技術の液圧回転機は、一对の脚部と斜板支持部に形成した一对の傾転支持面との間に、それぞれ独立した第1の静圧軸受と第2の静圧軸受とを設け、一对の給排通路のうち一方の給排通路を第1の静圧軸受に連通させ、他方の給排通路を第2の静圧軸受に連通させる構成としているので、回転軸が正、逆する油圧モータ、HST等に用いる可変容量型斜板式の油圧ポンプ等にも適用できるものである。

【0013】

しかし、この場合の液圧回転機は、第1、第2の静圧軸受による乖離力をピストン反力による斜板の押付力に対して、例えば回転軸の左、右方向（径方向の両側となる位置）でバランスさせるのが難しく、斜板の各脚部が斜板支持部の傾転支持面から浮き上がるように傾いたり、離間したりする虞れがある。そして、この場合でも、第1、第2の静圧軸受内に導いた圧油が外部に漏洩し易くなり、斜板の各脚部と斜板支持部の各傾転支持面との間を潤滑状態に保持するのが難しい等の問題がある。

【0014】

本発明は上述した従来技術の問題に鑑みなされたもので、本発明の目的は、ピストン反力による斜板の押付力と静圧軸受による乖離力とを良好にバランスさせることができ、静圧軸受として安定した性能を発揮できるようにした可変容量型斜板式液圧回転機を提供することにある。

【0015】

また、本発明の他の目的は、回転軸が正、逆方向に回転する油圧モータ、またはHST等に用いる可変容量型斜板式の油圧ポンプ等にも容易に適用することができ、汎用性を高めて生産性の向上、コストの低減化等を図ることができるようにした可変容量型斜板式液圧回転機を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0016】

上述した課題を解決するために、本発明は、一側に斜板支持部が設けられ他側に一对の給排通路が設けられた筒状のケーシングと、該ケーシングに回転可能に設けられた回転軸と、該回転軸と一体に回転するように前記ケーシング内に設けられ周方向に離間して軸方向に延びる複数のシリンダを有したシリンダブロックと、該シリンダブロックの各シリンダに往復動可能に挿入された複数のピストンと、前記各シリンダから突出する該各ピストンの突出端側に装着された複数のシューと、表面側が該各シューを摺動可能に案内する平

滑面となり裏面側が一对の脚部となって前記斜板支持部に傾転可能に支持される斜板と、前記ケーシングに設けられ外部から傾転制御圧が給排されることにより該斜板を傾転駆動する傾転アクチュエータと、前記斜板の各脚部と前記斜板支持部との間に設けられ前記給排通路に連通して両者の接触面を潤滑状態に保持する静圧軸受とを備えてなる可変容量型斜板式液圧回転機に適用される。

【００１７】

そして、請求項１の発明が採用する構成の特徴は、前記静圧軸受は、前記一对の脚部のうち一方の脚部側に設けられた第１の主静圧軸受部と、前記一对の脚部のうち他方の脚部側に設けられた第２の主静圧軸受部と、該第２の主静圧軸受部から離間して前記他方の脚部側に設けられた第１の補助静圧軸受部と、前記第１の主静圧軸受部から離間して前記一方の脚部側に設けられた第２の補助静圧軸受部とにより構成したことにある。

【００１８】

また、請求項２の発明によると、前記第１の主静圧軸受部は、前記回転軸の径方向一側で前記斜板が各ピストンから受ける油圧反力の合力作用点に近い位置に配置し、前記第２の主静圧軸受部は、前記回転軸の径方向他側で前記斜板が各ピストンから受ける油圧反力の合力作用点に近い位置に配置する構成としている。

【００１９】

また、請求項３の発明によると、前記斜板には一对の脚部間に位置して前記回転軸が隙間をもって挿通される貫通穴を設け、前記第１，第２の主静圧軸受部は、前記第１，第２の補助静圧軸受部よりも前記貫通穴に近い位置に配置され該第１，第２の補助静圧軸受部よりも大なる有効軸受面積を有する構成としている。

【００２０】

また、請求項４の発明は、前記一对の脚部には、前記第１，第２の主静圧軸受部および第１，第２の補助静圧軸受部よりも前記回転軸から離れた位置に第１，第２の滑り軸受部を設ける構成としている。

【００２１】

一方、請求項５の発明によると、前記第１の主静圧軸受部と第１の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち一方の給排通路に油路を介して連通する構成とし、前記第２の主静圧軸受部と第２の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち他方の給排通路に他の油路を介して連通する構成としている。

【００２２】

また、請求項６の発明によると、前記第１の主静圧軸受部と第１の補助静圧軸受部とを前記一方の給排通路に連通させる油路の途中には、前記第１の主静圧軸受部と第１の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する絞りを設け、前記第２の主静圧軸受部と第２の補助静圧軸受部とを前記他方の給排通路に連通させる油路の途中には、前記第２の主静圧軸受部と第２の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する他の絞りを設ける構成としている。

【００２３】

また、請求項７の発明によると、前記第１の主静圧軸受部、第１の補助静圧軸受部と前記一方の給排通路との間には、該一方の給排通路に一侧が連通し他側が前記静圧軸受部に向けて延びた共通油路と、該共通油路の他側で互いに分岐し前記第１の主静圧軸受部と第１の補助静圧軸受部とに個別に接続される分岐油路とを設け、前記第２の主静圧軸受部、第２の補助静圧軸受部と前記他方の給排通路との間には、該他方の給排通路に一侧が連通し他側が前記静圧軸受部に向けて延びた他の共通油路と、該共通油路の他側で互いに分岐し前記第２の主静圧軸受部と第２の補助静圧軸受部とに個別に接続される他の分岐油路とを設ける構成としている。

【００２４】

また、請求項８の発明によると、前記共通油路の途中には、前記一方の給排通路から前記第１の主静圧軸受部と第１の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を調整する共通絞りを設け、前記他の共通油路の途中には、前記他方の給排通路から前記第２の主静圧軸受部と

第２の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を調整する他の共通絞りを設ける構成としている。

【００２５】

また、請求項９の発明によると、前記斜板は、前記傾転アクチュエータにより傾転角零の中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動する構成している。

【００２６】

さらに、請求項１０の発明によると、前記ケーシングには、制御スリーブ内にスプールを有したサーボ弁からなり前記傾転アクチュエータに給排する前記傾転制御圧を外部からの指令信号に従って制御するレギュレータと、前記斜板の傾転動作に追従して該レギュレータの制御スリーブをフィードバック制御するフィードバック機構とを設け、該フィードバック機構は、前記斜板が中立位置にあるときに前記回転軸に沿った軸方向一侧の初期位置となり、前記斜板が正、逆方向に傾転駆動されるときには前記初期位置から軸方向他側に向けて変位するように前記斜板の傾転動作を軸方向変位に変換して取出す変換部と、該変換部と前記レギュレータの制御スリーブとの間に設けられ該変換部で取出した軸方向変位を前記レギュレータの制御スリーブに伝える変位伝達部とにより構成している。

【発明の効果】

【００２７】

上述の如く、請求項１に記載の発明によれば、斜板の各脚部と斜板支持部との間に設ける静圧軸受を、前記各脚部のうち一方の脚部側に設けられた第１の主静圧軸受部と、前記各脚部のうち他方の脚部側に設けられた第２の主静圧軸受部と、該第２の主静圧軸受部から離間して前記他方の脚部側に設けられた第１の補助静圧軸受部と、前記第１の主静圧軸受部から離間して前記一方の脚部側に設けられた第２の補助静圧軸受部とにより構成しているので、一対の給排通路のうちいずれの給排通路が高压となるときでも、斜板の各脚部と斜板支持部との間には主静圧軸受部と補助静圧軸受部とによって乖離力を発生でき、斜板が各ピストンから受ける油圧反力（ピストン反力による斜板の押付力）に対し、主静圧軸受部と補助静圧軸受部とによる乖離力を良好にバランスさせ、静圧軸受として安定した性能を発揮することができる。

【００２８】

従って、本発明による可変容量型斜板式液圧回転機は、一対の給排通路が可逆的に高、低圧に切換わる液圧回転機、例えば回転軸が正、逆方向に回転する油圧モータ、またはＨＳＴ等に用いる可変容量型斜板式の油圧ポンプ等にも容易に適用することができ、可変容量型斜板式液圧回転機としての汎用性を高めて生産性の向上、コストの低減化等を図ることができる。

【００２９】

また、請求項２に記載の発明は、第１，第２の主静圧軸受部を斜板が各ピストンから受ける油圧反力の合力作用点に近い位置に配置する構成としているので、斜板がシリンダブロック側の各ピストンから受ける油圧反力（ピストン反力）の合力作用点と、各主静圧軸受部による斜板の乖離力の作用点とを近付けることが可能となり、前記油圧反力と乖離力とによって斜板に作用するモーメント（例えば、前記合力作用点を基準とした軸廻りのモーメント）を小さくすることができる。これにより、第１，第２の補助静圧軸受部の有効軸受面積を小さくすることができ、斜板を含めて液圧回転機全体の小型化を図ることができる。

【００３０】

また、請求項３に記載の発明によると、第１，第２の主静圧軸受部は、第１，第２の補助静圧軸受部よりも斜板の貫通穴に近い位置に配置され該第１，第２の補助静圧軸受部よりも大なる有効軸受面積を有する構成としているので、この場合でも斜板が各ピストンから受ける油圧反力の合力作用点と、各主静圧軸受部による斜板の乖離力の作用点とを近付けることが可能となる。これにより、前記油圧反力と乖離力とによって斜板に作用するモーメントを小さくすることができ、第１，第２の補助静圧軸受部の有効軸受面積を小さくできると共に、斜板を含めて液圧回転機全体の小型化を図ることができる。

【0031】

また、請求項4に記載の発明によると、一対の脚部には第1、第2の主静圧軸受部および第1、第2の補助静圧軸受部よりも回転軸から離れた位置に第1、第2の滑り軸受部を設ける構成としているので、給排通路側での圧力変動等によって斜板に作用するモーメントのバランスが変化した場合でも、第1、第2の滑り軸受部により斜板の安定性を確保することができる。しかも、第1、第2の滑り軸受部を設けることにより、斜板の各脚部と斜板支持部の各傾転支持面との間の面圧を低減することができ、両者の接触面における摩擦等を抑え、信頼性や寿命を向上することができる。

【0032】

一方、請求項5に記載の発明は、第1の主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部とを、一対の給排通路のうち一方の給排通路に連通させ、第2の主静圧軸受部と第2の補助静圧軸受部とを他方の給排通路に連通させる構成としているので、前記一方の給排通路が他方の給排通路よりも高圧となるときには、斜板の一方の脚部側では第1の主静圧軸受部に高圧の圧油を導くことができ、他方の脚部側では第1の補助静圧軸受部に高圧の圧油を導くことができる。また、前記他方の給排通路が一方の給排通路よりも高圧となるときには、斜板の一方の脚部側では第2の補助静圧軸受部に高圧の圧油を導くことができ、他方の脚部側では第2の主静圧軸受部に高圧の圧油を導くことができる。この結果、一対の給排通路のうちいずれの給排通路が高圧となるときでも、斜板の各脚部と斜板支持部との間には主静圧軸受部と補助静圧軸受部とにより乖離力を発生でき、斜板が各ピストンから受ける油圧反力に対し、このときの乖離力を良好にバランスさせ、静圧軸受として安定した性能を発揮することができる。

【0033】

また、請求項6に記載の発明は、第1の主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部とを一方の給排通路に連通させる油路の途中に絞りをつけることにより、前記第1の主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整でき、これらの静圧軸受部による斜板の乖離力を圧油量に応じて増、減させることができる。また、第2の主静圧軸受部と第2の補助静圧軸受部とを他方の給排通路に連通させる油路の途中に設けた他の絞りでも、前記第2の主静圧軸受部と第2の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整でき、このときの圧油量に応じて各静圧軸受部による斜板の乖離力を増、減できる。これにより、各ピストンからの油圧反力と乖離力とによって斜板に作用するモーメントをバランスさせ、斜板の安定性を向上できると共に、斜板式液圧回転機としての信頼性や寿命を高めることができる。

【0034】

また、請求項7に記載の発明は、第1の主静圧軸受部、第1の補助静圧軸受部と一方の給排通路との間に共通油路と分岐油路とを設け、第2の主静圧軸受部、第2の補助静圧軸受部と他方の給排通路との間にも他の共通油路と他の分岐油路とを設ける構成としているので、例えば各静圧軸受部毎に個別な油路を設ける場合に比較して液圧回転機のケーシング内等に設ける油路の本数を減らすことができ、小型でシンプルな構造を実現することができる。これによって、生産性の向上、コストの低減化等を図ることができる。

【0035】

また、請求項8に記載の発明は、各分岐油路よりも上流側に位置する共通油路の途中に共通絞りを設ける構成としているので、共通絞りの孔径（絞り径）を比較的大きく形成しても、共通絞りを介して主静圧軸受部と補助静圧軸受部とに供給する圧油量を良好に調整でき、ダスト等の異物により共通絞りが閉塞（目詰まり）する可能性を減らし、装置の信頼性を向上できる。また、各静圧軸受部の周囲に微小な隙間が存在する場合でも、これらの隙間を介した圧油の漏れを共通絞りによって抑制する効果が得られ、装置全体の加工性を高め、生産性の向上、コストの低減化等を図ることができる。

【0036】

また、請求項9に記載の発明は、斜板を傾転アクチュエータにより傾転角零の中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動する構成としているので、当該液圧回転機をHST等に

用いる可変容量型斜板式の油圧ポンプに適用し、この油圧ポンプを油圧アクチュエータに対し油圧閉回路を用いて接続した場合でも、斜板の傾転方向（正方向または逆方向）に応じて圧油の吐出方向を可逆的に切換えて制御できると共に、斜板が正、逆いずれの方向に傾転されるときにも、斜板の傾転動作を安定させ、斜板支持部との間を良好な潤滑状態に保つことができる。

【0037】

さらに、請求項10に記載の発明は、レギュレータの制御スリーブをフィードバック制御するフィードバック機構を、斜板が中立位置にあるときに回転軸に沿った軸方向一侧の初期位置となり、前記斜板が正、逆方向に傾転駆動されるときには前記初期位置から軸方向他側に向けて変位するように前記斜板の傾転動作を軸方向変位に変換して取出す変換部と、該変換部と前記レギュレータの制御スリーブとの間に設けられ該変換部で取出した軸方向変位を前記レギュレータの制御スリーブに伝える変位伝達部とにより構成しているので、斜板が傾転アクチュエータにより正、逆方向に傾転駆動されるときには、レギュレータの制御スリーブをスプールと同方向に摺動変位させるようにレギュレータをフィードバック制御することができ、斜板が正、逆いずれの方向に傾転されるときにもレギュレータのフィードバック制御を円滑に行うことができる。そして、制御スリーブ内にスプールを有したサーボ弁によりレギュレータを構成できるので、斜板の傾転制御を行う可変容量型液圧回転機全体の構造を簡素化することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0038】

以下、本発明の実施の形態による可変容量型斜板式液圧回転機を、例えばホイールローダ等のホイール式作業車両における走行用油圧回路に適用した場合を例に挙げ、添付図面に従って詳細に説明する。

【0039】

ここで、図1ないし図13は本発明の第1の実施の形態を示している。図中、1は可変容量型斜板式液圧回転機としての斜板式油圧ポンプで、該油圧ポンプ1は、後述のケーシング11、回転軸13、シリンダブロック14、複数のシリンダ15、ピストン16、シュー17、弁板19、斜板支持体20および斜板21等によって構成されるものである。

【0040】

また、油圧ポンプ1は、例えば駆動源となるディーゼルエンジン等の原動機2により回転軸13が回転駆動され、図1に示す如く一対の主管路3A、3B内に圧油を流通させるものである。そして、油圧ポンプ1は、主管路3A、3Bを介して後述の油圧モータ5に接続され、所謂油圧閉回路4を構成しているものである。

【0041】

5は油圧アクチュエータとしての走行用油圧モータで、該油圧モータ5は、例えば減速機6を介してホイール式作業車両の車輪7、7に連結されている。そして、油圧モータ5は、油圧ポンプ1からの圧油が主管路3A、3Bを介して給排されることにより、車輪7を回転駆動して作業車両を走行駆動するものである。

【0042】

11は油圧ポンプ1の外殻となる筒状のケーシングで、該ケーシング11は、図2ないし図4に示すように筒状のケーシング本体11Aと、該ケーシング本体11Aの両端側を閉塞したフロントケーシング11B、リヤケーシング11Cとから構成されている。

【0043】

また、ケーシング本体11Aの外周側には、図3に示す如く開口部11Dとドレン通路11Eとが形成され、これらの開口部11Dとドレン通路11Eは、ケーシング本体11A内を後述するレギュレータ34の弁ハウジング35内に常時連通させている。そして、ケーシング本体11Aの開口部11D内には、後述の並進バー44がガイド部材45等を介してスライド可能に取付けられるものである。また、ケーシング11内は所謂ドレン室となって後述のタンク47に接続されている。

【0044】

ここで、ケーシング本体 1 1 A の一侧に位置するフロントケーシング 1 1 B には、図 2 ないし図 4 に示すように後述の斜板支持体 2 0 が斜板 2 1 の裏面側に対向して設けられている。また、ケーシング本体 1 1 A の他側に位置するリヤケーシング 1 1 C には、一対の給排通路 1 2 A, 1 2 B が設けられ、該給排通路 1 2 A, 1 2 B は、図 1 に示す主管路 3 A, 3 B に接続されるものである。

【0045】

1 3 はケーシング 1 1 内に回転可能に設けられた回転軸で、該回転軸 1 3 は、フロントケーシング 1 1 B とリヤケーシング 1 1 C とにそれぞれ軸受を介して回転可能に支持され、フロントケーシング 1 1 B から軸方向に突出する突出端 1 3 A 側が、図 1 に示す原動機 2 により回転駆動されるものである。

【0046】

1 4 は回転軸 1 3 と一体的に回転するようにケーシング 1 1 内に設けられたシリンダブロックで、該シリンダブロック 1 4 には、その周方向に離間して軸方向に延びる複数のシリンダ 1 5, 1 5, … が設けられている。

【0047】

1 6, 1 6, … はシリンダブロック 1 4 の各シリンダ 1 5 内にそれぞれ摺動可能に挿嵌されたピストンで、該各ピストン 1 6 は、後述の斜板 2 1 が正、逆方向に傾転されたときに、シリンダブロック 1 4 の回転に伴ってシリンダ 1 5 内を往復動し、吸入行程と吐出行程とを繰返すものである。

【0048】

1 7, 1 7, … は各ピストン 1 6 にそれぞれ設けられたシューで、該各シュー 1 7 は、シリンダブロック 1 4 のシリンダ 1 5 から回転軸 1 3 の軸方向に突出するピストン 1 6 の一端側（突出端側）にそれぞれ揺動可能に取付けられているものである。

【0049】

1 8 は各シュー 1 7 を斜板 2 1 に対して保持する環状のシュー押えで、該シュー押え 1 8 は、図 3 ないし図 7 に示す如く後述する斜板 2 1 の平滑面 2 1 C に向けてシュー 1 7 をそれぞれ押圧し、斜板 2 1 の平滑面 2 1 C 上で各シュー 1 7 が環状軌跡を描くように摺動変位するのを補償するものである。

【0050】

1 9 はケーシング 1 1 内に位置してリヤケーシング 1 1 C とシリンダブロック 1 4 との間に設けられた弁板で、該弁板 1 9 は、シリンダブロック 1 4 の端面に摺接し、シリンダブロック 1 4 を回転軸 1 3 と一緒に回転可能に支持している。また、弁板 1 9 には、図 3、図 4 に示す如く眉形状をなす一対の給排ポート 1 9 A, 1 9 B が形成され、これらの給排ポート 1 9 A, 1 9 B は、リヤケーシング 1 1 C の給排通路 1 2 A, 1 2 B と連通しているものである。

【0051】

そして、弁板 1 9 の給排ポート 1 9 A, 1 9 B は、シリンダブロック 1 4 の回転時に各シリンダ 1 5 と間欠的に連通し、一方の給排通路 1 2 A（または 1 2 B）側から各シリンダ 1 5 内に吸込まれた作動油をピストン 1 6 により加圧させると共に、各シリンダ 1 5 内で高圧状態となった圧油を他方の給排通路 1 2 B（または 1 2 A）から吐出させる機能を有している。

【0052】

2 0 は回転軸 1 3 の周囲に位置してフロントケーシング 1 1 B に設けられた斜板支持部としての斜板支持体で、該斜板支持体 2 0 は、図 4 に示す如く回転軸 1 3 を挟んで例えば左、右両側となる位置に一対の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B を有し、斜板 2 1 を傾転可能に支持するものである。

【0053】

そして、斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B は、後述する斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B に対応して凹湾曲状に形成され、斜板 2 1 を図 6、図 7 に例示する傾転中心 C の回りで矢示 A, B 方向に傾転（摺動）可能に案内するものである。また、斜板支持体 2

0には、後述する分岐油路24B, 24C, 25B, 25Cの一部が穿設されている。

【0054】

21はケーシング11内に斜板支持体20を介して傾転可能に設けられた斜板で、該斜板21の裏面側には、図2ないし図7に示すように斜板支持体20の各傾転支持面20A, 20Bに向けて凸湾曲状に突出した左, 右一対の脚部21A, 21Bが設けられている。そして、斜板21の脚部21A, 21Bは、回転軸13を挟んで例えば左, 右方向に離間し、凹湾曲状をなす斜板支持体20の傾転支持面20A, 20Bに摺動可能に嵌合されるものである。

【0055】

一方、斜板21の表面側は、図2ないし図7に示すように各シュー17を摺動可能に案内する平滑面21Cとなっている。また、斜板21には、その板厚方向に貫通して延びる貫通穴21Dが設けられ、該貫通穴21Dは、脚部21A, 21B間に位置して回転軸13が隙間をもって挿通されるものである。

【0056】

ここで、斜板21の脚部21A, 21Bは、図6ないし図10に示すように傾転中心Cから半径Rの円弧面として形成され、傾転中心Cは、回転軸13の軸線O-O上に配置されるものである。そして、斜板21は、図6、図11に示す傾転角零の中立位置から正方向（矢示A方向）と逆方向（矢示B方向）とに後述の傾転アクチュエータ32, 33を用いて傾転駆動され、このときの傾転角 θ に応じて油圧ポンプ1の容量（圧油の吐出量）が可変に制御されるものである。

【0057】

また、斜板21は、回転軸13の周囲でシリンダブロック14と一体に回転する各ピストン16から油圧反力（ピストン反力）を受け、この油圧反力の合力 f_1 , f_2 は、その作用点（以下、合力作用点 k_1 , k_2 という）がシリンダブロック14の回転に伴って図9中に例示する如く「 ∞ 」の字を描くように変動する。この場合、斜板21は、中立位置から正方向に傾転されているときに合力作用点 k_1 の位置で油圧反力を受け、中立位置から逆方向に傾転されたときには、合力作用点 k_2 の位置で油圧反力を受けるものである。

【0058】

22は斜板支持体20の傾転支持面20A, 20Bと斜板21の脚部21A, 21Bとの間に設けた静圧軸受で、該静圧軸受22は、例えばリヤケーシング11Cに設けた一対の給排通路12A, 12Bから後述の如く圧油が導かれることにより、傾転支持面20A, 20Bと脚部21A, 21Bとの間に乖離力（油圧力）を発生させると共に、両者の接触面を潤滑状態に保持するものである。

【0059】

そして、静圧軸受22は、図5、図8、図9に示す如く斜板21の貫通穴21Dに近い位置で一方の脚部21Aの凸湾曲面側に設けられた第1の主静圧軸受部22Aと、貫通穴21Dに近い位置で他方の脚部21Bの凸湾曲面側に設けられた第2の主静圧軸受部22Bと、該第2の主静圧軸受部22Bから離間して脚部21Bの凸湾曲面側に設けられた第1の補助静圧軸受部22Cと、第1の主静圧軸受部22Aから離間して脚部21Aの凸湾曲面側に設けられた第2の補助静圧軸受部22Dとにより構成されている。

【0060】

また、これらの静圧軸受部22A~22Dのうち第1の主静圧軸受部22Aと第1の補助静圧軸受部22Cとは、後述の導油路24を介して一方の給排通路12Aに接続され、第2の主静圧軸受部22Bと第2の補助静圧軸受部22Dとは、後述の導油路25を介して他方の給排通路12Bに接続されるものである。

【0061】

この場合、第1, 第2の主静圧軸受部22A, 22Bは、図8に示すように脚部21A, 21Bの凸湾曲面に沿って矢示A, B方向に延びる凹溝として形成され、その平面形状は図9に示す如く細長い長方形状をなしている。また、第1, 第2の補助静圧軸受部22C, 22Dは、斜板21の貫通穴21Dを基準として第1, 第2の主静圧軸受部22A,

2 2 Bよりも左，右方向（径方向）の外側となる位置に配置されている。

【0 0 6 2】

そして、第1，第2の補助静圧軸受部2 2 C，2 2 Dも、脚部2 1 B，2 1 Aの凸湾曲面に沿って第1，第2の主静圧軸受部2 2 A，2 2 Bとほぼ平行（図8中の矢示A，B方向）に延びる凹溝として形成され、その平面形状は図9に示す如く細長い長形状をなしている。しかし、第1，第2の補助静圧軸受部2 2 C，2 2 Dは、その溝長さ（矢示A，B方向の溝長さ）と左，右方向の溝幅とが第1，第2の主静圧軸受部2 2 A，2 2 Bよりも小さく形成されている。

【0 0 6 3】

即ち、第1の主静圧軸受部2 2 Aは、貫通穴2 1 Dの径方向一侧（図9中の右側）において斜板2 1が各ピストン1 6から受ける油圧反力の合力作用点 k_1 に近い位置で、この作用点 k_1 から距離 L_a となる位置に配置されている。また、第2の主静圧軸受部2 2 Bは、貫通穴2 1 Dの径方向他側（図9中の左側）において斜板2 1が各ピストン1 6から受ける油圧反力の合力作用点 k_2 に近い位置で、この作用点 k_2 から距離 L_b となる位置に配置されている。

【0 0 6 4】

また、第1の補助静圧軸受部2 2 Cは、貫通穴2 1 Dの径方向他側（図9中の左側）で斜板2 1が各ピストン1 6から受ける油圧反力の合力作用点 k_1 から距離 L_c （ $L_c > L_a$ ）となる位置に配置されている。また、第2の補助静圧軸受部2 2 Dは、貫通穴2 1 Dの径方向一侧（図9中の右側）で斜板2 1が各ピストン1 6から受ける油圧反力の合力作用点 k_2 から距離 L_d （ $L_d > L_b$ ）となる位置に配置されている。

【0 0 6 5】

そして、第1，第2の主静圧軸受部2 2 A，2 2 Bは、図5、図9に示すように第1，第2の補助静圧軸受部2 2 C，2 2 Dよりも貫通穴2 1 Dに近い位置に配置され、主静圧軸受部2 2 A，2 2 Bの有効軸受面積 S_a ， S_b は、下記の数4式、数8式による関係を満たすように補助静圧軸受部2 2 C，2 2 Dの有効軸受面積 S_c ， S_d よりも大きく形成されているものである。

【0 0 6 6】

2 3 A，2 3 Bは斜板2 1の脚部2 1 A，2 1 Bに設けられた第1，第2の滑り軸受部で、該第1，第2の滑り軸受部2 3 A，2 3 Bは、図5、図8、図9に示すように貫通穴2 1 Dの左，右両側で、主静圧軸受部2 2 A，2 2 Bおよび補助静圧軸受部2 2 C，2 2 Dよりも貫通穴2 1 Dから離れた位置に配置されている。即ち、滑り軸受部2 3 A，2 3 Bは、脚部2 1 A，2 1 Bの左，右方向外側で縁部となる位置に凸湾曲状をなして形成されているものである。

【0 0 6 7】

そして、滑り軸受部2 3 A，2 3 Bは、斜板支持体2 0の傾転支持面2 0 A，2 0 Bに小さな面圧をもって摺動可能に接触し、斜板2 1の脚部2 1 A，2 1 Bが斜板支持体2 0に沿って円滑に傾転されるのを、静圧軸受部2 2 A～2 2 Dと共に補償するものである。

【0 0 6 8】

2 4，2 5は静圧軸受2 2の静圧軸受部2 2 A～2 2 Dに圧油を導くための導油路で、該導油路2 4，2 5は、図4、図5に示すように静圧軸受部2 2 A～2 2 Dを一对の給排通路1 2 A，1 2 Bに接続するものである。そして、一方の導油路2 4は、一方の給排通路1 2 Aと第1の主静圧軸受部2 2 A、第1の補助静圧軸受部2 2 Cとの間に設けられ、他方の導油路2 5は、他方の給排通路1 2 Bと第2の主静圧軸受部2 2 B、第2の補助静圧軸受部2 2 Dとの間に設けられている。

【0 0 6 9】

ここで、一方の導油路2 4は、ケーシング1 1内に設けられ一侧が給排通路1 2 Aに連通し他側が第1の主静圧軸受部2 2 A、第1の補助静圧軸受部2 2 Cに向けて延びた共通油路2 4 Aと、該共通油路2 4 Aの他側で互いに分岐し第1の主静圧軸受部2 2 Aと第1の補助静圧軸受部2 2 Cとに個別に接続された分岐油路2 4 B，2 4 Cとにより構成され

ている。

【 0 0 7 0 】

そして、導油路 2 4 の分岐油路 2 4 B, 2 4 C は、ケーシング 1 1 のフロントケーシング 1 1 B 側から斜板支持体 2 0 内に向けて互いに分岐して延び、斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B 側で第 1 の主静圧軸受部 2 2 A, 第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C に開口しているものである。

【 0 0 7 1 】

また、他方の導油路 2 5 は、ケーシング 1 1 内に設けられ一侧が給排通路 1 2 B に連通し他側が第 2 の主静圧軸受部 2 2 B、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D に向けて延びた共通油路 2 5 A と、該共通油路 2 5 A の他側で互いに分岐し第 2 の主静圧軸受部 2 2 B と第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D とに個別に接続された分岐油路 2 5 B, 2 5 C とにより構成されている。

【 0 0 7 2 】

そして、導油路 2 5 の分岐油路 2 5 B, 2 5 C は、ケーシング 1 1 のフロントケーシング 1 1 B 側から斜板支持体 2 0 内に向けて互いに分岐して延び、斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 B, 2 0 A 側で第 2 の主静圧軸受部 2 2 B, 第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D に開口しているものである。

【 0 0 7 3 】

2 6, 2 7 は共通油路 2 4 A, 2 5 A の途中に設けられた共通絞りで、これらの共通絞り 2 6, 2 7 のうち一方の共通絞り 2 6 は、図 4、図 5 に示す如く給排通路 1 2 A から第 1 の主静圧軸受部 2 2 A と第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C とに共通して供給する圧油量を、その絞り径（孔径）に応じて調整するものである。また、他方の共通絞り 2 7 は、給排通路 1 2 B から第 2 の主静圧軸受部 2 2 B と第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D とに共通して供給する圧油量を、その絞り径（孔径）に応じて調整するものである。

【 0 0 7 4 】

そして、共通絞り 2 6, 2 7 は、後述の個別絞り 2 8 ~ 3 1 よりも大なる絞り径を有し、給排通路 1 2 A, 1 2 B から主静圧軸受部 2 2 A, 2 2 B と補助静圧軸受部 2 2 C, 2 2 D とに供給する圧油量を粗調整する。これにより、主静圧軸受部 2 2 A, 2 2 B と補助静圧軸受部 2 2 C, 2 2 D とは、圧油の供給量に大きなバラツキ等が生じるのを抑えられるものである。

【 0 0 7 5 】

2 8, 2 9 は分岐油路 2 4 B, 2 5 B の途中に設けられた絞り（以下、個別絞り 2 8, 2 9 という）、3 0, 3 1 は分岐油路 2 4 C, 2 5 C の途中に設けられた他の絞り（以下、個別絞り 3 0, 3 1 という）を示している。そして、これらの個別絞り 2 8 ~ 3 1 は、共通絞り 2 6, 2 7 よりも小さな絞り径を有し、共通絞り 2 6, 2 7 で粗調整された後に分岐油路 2 4 B, 2 5 B, 2 4 C, 2 5 C を介して静圧軸受部 2 2 A ~ 2 2 D に供給される圧油量を、互いに独立して微調整するものである。

【 0 0 7 6 】

即ち、個別絞り 2 8 は、分岐油路 2 4 B を介して第 1 の主静圧軸受部 2 2 A に供給する圧油量を個別に微調整し、個別絞り 2 9 は、分岐油路 2 5 B を介して第 2 の主静圧軸受部 2 2 B に供給する圧油量を個別に微調整する。また、個別絞り 3 0 は、分岐油路 2 4 C を介して第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C に供給する圧油量を個別に微調整し、個別絞り 3 1 は、分岐油路 2 5 C を介して第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D に供給する圧油量を個別に微調整するものである。

【 0 0 7 7 】

3 2, 3 3 は斜板 2 1 を傾転駆動する一対の傾転アクチュエータで、該傾転アクチュエータ 3 2, 3 3 は、図 2、図 3、図 6、図 7 に示すようにシリンダブロック 1 4 の径方向外側に位置してケーシング本体 1 1 A に形成されたシリンダ穴 3 2 A, 3 3 A と、該シリンダ穴 3 2 A, 3 3 A 内に摺動可能に挿嵌され、該シリンダ穴 3 2 A, 3 3 A との間に液圧室 3 2 B, 3 3 B を画成した傾転ピストン 3 2 C, 3 3 C と、液圧室 3 2 B, 3 3 B 内

に配設され、該傾転ピストン 3 2 C, 3 3 C を斜板 2 1 側に向けて常時付勢したスプリング 3 2 D, 3 3 D とにより構成されている。

【 0 0 7 8 】

ここで、傾転アクチュエータ 3 2, 3 3 は、ケーシング本体 1 1 A に対しシリンダブロック 1 4 の径方向で互いに対向する位置に配設され、傾転ピストン 3 2 C, 3 3 C によって斜板 2 1 を矢示 A, B 方向に傾転駆動する。即ち、傾転アクチュエータ 3 2, 3 3 の液圧室 3 2 B, 3 3 B は、図 3、図 1 0 に示すように後述の制御管路 5 0 B, 5 0 A に接続され、傾転制御圧が給排される。

【 0 0 7 9 】

そして、この傾転制御圧で傾転ピストン 3 3 C が図 7 に示す如くシリンダ穴 3 3 A 内から伸長し、傾転ピストン 3 2 C がシリンダ穴 3 2 A 内に縮小するときには、斜板 2 1 が傾転ピストン 3 3 C によって矢示 A 方向（正方向）に傾転駆動される。また、傾転ピストン 3 2 C がシリンダ穴 3 2 A 内から伸長し、傾転ピストン 3 3 C がシリンダ穴 3 3 A 内へと縮小するときには、斜板 2 1 が傾転ピストン 3 2 C によって矢示 B 方向（逆方向）に傾転駆動されるものである。

【 0 0 8 0 】

3 4 は傾転アクチュエータ 3 2, 3 3 に傾転制御圧を給排する容量制御弁としてのレギュレータで、該レギュレータ 3 4 は、図 3 に示すようにケーシング本体 1 1 A の外側に位置してケーシング 1 1 に設けられた弁ハウジング 3 5 と、後述の制御スリーブ 3 6、スプール 3 7、油圧パイロット部 3 8 および弁ばね 3 9 等とからなり、図 1 0 に示す如く制御スリーブ 3 6 内にスプール 3 7 を有した傾転制御用の油圧サーボ弁によって構成されるものである。

【 0 0 8 1 】

ここで、レギュレータ 3 4 の弁ハウジング 3 5 には、図 3 に示す如く傾転制御圧の給排ポート 3 5 A, 3 5 B 等が設けられ、給排ポート 3 5 A は後述の制御管路 4 8 A を介してパイロットポンプ 4 6 の吐出側に接続されている。また、給排ポート 3 5 B は後述の制御管路 4 8 B に接続されている。そして、レギュレータ 3 4 の弁ハウジング 3 5 は、ケーシング 1 1 の外側面に液密に固定して設けられ、制御スリーブ 3 6 およびスプール 3 7 等は、回転軸 1 3（図 1 0 に示す軸線 O-O）と平行に延びるように配設されている。

【 0 0 8 2 】

3 6 は弁ハウジング 3 5 内に摺動可能に挿嵌された筒状の制御スリーブで、該制御スリーブ 3 6 は、その軸方向一侧の外周に後述の並進バー 4 4 が複数の固定ねじ等を用いて一体的に連結され、並進バー 4 4 の動き（回転軸 1 3 の軸方向に沿った並進運動）に追従して弁ハウジング 3 5 内を軸方向（図 6 中の矢示 D, E 方向）に摺動変位するものである。

【 0 0 8 3 】

3 7 は制御スリーブ 3 6 内に摺動可能に挿嵌して設けられたスプールで、該スプール 3 7 は、制御スリーブ 3 6 の内周側で弁ハウジング 3 5 の軸方向に摺動変位することにより、給排ポート 3 5 B を給排ポート 3 5 A またはドレン通路 1 1 E に選択的に連通、遮断するものである。

【 0 0 8 4 】

3 8 はスプール 3 7 の軸方向一侧に位置して弁ハウジング 3 5 に設けられた油圧パイロット部で、該油圧パイロット部 3 8 は、後述の弁ばね 3 9 に抗してスプール 3 7 を軸方向に駆動するためのプランジャ 3 8 A を有し、後述の指令圧管路 5 3 を介して指令圧が供給される。

【 0 0 8 5 】

そして、油圧パイロット部 3 8 のプランジャ 3 8 A は、指令圧管路 5 3 からの指令圧をパイロット圧として受圧することにより、このパイロット圧に応じてスプール 3 7 を弁ハウジング 3 5 内で軸方向に摺動変位させ、図 1 0 に示すレギュレータ 3 4 を中立位置（イ）から切換位置（ロ），（ハ）に切換えるものである。

【 0 0 8 6 】

39はスプール37の軸方向他側と弁ハウジング35との間に配設された弁ばねを示し、該弁ばね39は、スプール37を油圧パイロット部38側に向けて常時付勢し、例えば図10に示すレギュレータ34を中立位置（イ）に復帰させるものである。

【0087】

40は斜板21の傾転動作に追従させてレギュレータ34をフィードバック制御するフィードバック機構で、該フィードバック機構40は、図3ないし図13に示すように斜板21の側面とレギュレータ34の制御スリーブ36との間に設けられた後述の変換部41と並進バー44等とにより構成されている。

【0088】

41は斜板21の傾転動作を軸方向変位に変換して取出す変換部で、該変換部41は、後述のカム溝42とカムフォロア43とにより構成される。そして、変換部41は、斜板21の傾転動作を後述の如く軸方向変位に変換し、回転軸13の軸線O-Oに沿った並進運動（平行移動）を後述の並進バー44に発生させるものである。

【0089】

42は斜板21の傾転動作をカムフォロア43の軸方向変位に変換するカム面を有したカム溝で、該カム溝42は、図3ないし図8に示す如く斜板21の側面（他方の脚部21Bの側面）に略く字状に屈曲して設けられた凹溝により構成され、斜板21の傾転中心Cから離間した位置に配設されている。そして、カム溝42は、後述するカムフォロア43のローラ部43Aが摺動（回転）可能に挿嵌されるように、ローラ部43Aの外径寸法に対応した溝幅を有しているものである。

【0090】

ここで、カム溝42は、図10、図11に示すように斜板21が傾転角零の中立位置にあるときにカムフォロア43のローラ部43Aが摺接する中立位置摺接部としての中間溝部42Aと、斜板21が中立位置から矢示A方向（正方向）に傾転されるときにローラ部43Aが摺接する正方向摺接部としての下側傾斜溝部42Bと、斜板21が中立位置から矢示B方向（逆方向）に傾転されるときにローラ部43Aが摺接する逆方向摺接部としての上側傾斜溝部42Cとにより構成されている。

【0091】

そして、カム溝42の各溝部42A～42Cのうち中間溝部42Aは、斜板21が中立位置にあるときに傾転中心Cから回転軸13の軸線O-Oに沿って最も大きく離間した寸法 R_a （ $R_a < R$ ）の位置に配置されている。また、下側傾斜溝部42Bは、中間溝部42Aの位置から傾転中心Cに近付く方向へと斜め下向きに傾いて延び、上側傾斜溝部42Cは、中間溝部42Aから傾転中心Cに近付く方向へと斜め上向きに傾いて延びるように形成されている。

【0092】

即ち、カム溝42は、斜板21の側面に中間溝部42Aの位置で略V字状または「く」の字状に屈曲した凹溝として形成され、下側傾斜溝部42Bと上側傾斜溝部42Cとは、中間溝部42Aの位置から軸線O-Oを基準として下、上に拡開するように互いに対称な形状をなしているものである。

【0093】

そして、下側傾斜溝部42Bと上側傾斜溝部42Cとは、その先端側が図11に示す後述の点G1、H1の位置まで延び、これらの点G1、H1は、斜板21の傾転中心Cから寸法 R_b だけ離れた位置に配置されている。この場合の寸法 R_b は、傾転中心Cから中間溝部42Aまでの寸法 R_a よりも小さい寸法（ $R_b < R_a < R$ ）に設定されるものである。

【0094】

43はカム溝42内に摺接して設けられたカムフォロアで、このカムフォロア43は、図3に示すように後述する並進バー44の長さ方向一侧に一体化して設けられ、カム溝42内の壁面（カム面）に沿って回転（自転）可能となったローラ部43Aを有している。

【0095】

そして、カムフォロア43は、ローラ部43Aが斜板21側のカム溝42と摺動可能に係合することにより、斜板21の傾転動作を後述の如く軸方向変位に変換し、回転軸13の軸線O-Oに沿った並進運動（平行移動）を並進バー44に発生させるものである。

【0096】

この場合、斜板21側のカム溝42に係合するカムフォロア43のローラ部43Aは、斜板21が中立位置にあるときに図11に示す初期位置に並進バー44と一緒に配置され、回転軸13の軸線O-Oと直交する線F-F上に位置する。このとき、カムフォロア43のローラ部43Aは、回転軸13の軸線O-Oに沿って最も後退（図10中の矢示E方向に後退）した位置に配置されるものである。

【0097】

また、斜板21が中立位置から図7、図12に示すように矢示A方向（正方向）に傾転され、その傾転角 θ が角度 α （ $\theta = \alpha$ ）となったときには、カムフォロア43のローラ部43Aがカム溝42の下側傾斜溝部42Bに沿って摺接しつつ、図12に示す点G1の位置まで移動される。これにより、カムフォロア43のローラ部43Aは、並進バー44と一緒に線G-Gの位置まで平行移動（並進運動）され、前述した初期位置の線F-Fに対して寸法aだけ回転軸13の軸方向に変位するものである。

【0098】

一方、斜板21が中立位置から図13に示すように矢示B方向（逆方向）に傾転され、その傾転角 θ が角度 β （ $\theta = \beta$ ）となったときには、カムフォロア43のローラ部43Aがカム溝42の上側傾斜溝部42Cに沿って摺接しつつ、図13に示す点H1の位置まで移動される。これにより、カムフォロア43のローラ部43Aは、並進バー44と一緒に線H-Hの位置まで平行移動され、初期位置の線F-Fに対して寸法bだけ回転軸13の軸方向に変位される。

【0099】

なお、斜板21が正、逆方向に同一の傾転角 θ （例えば、角度 α ， β ）をもって傾転されるときには、斜板21の傾転角 θ に相当する角度 α ， β が互いに逆向きの等しい角度（ $\alpha = \beta$ ）となり、このときの軸方向変位に相当する前記寸法a，bは同一の値（ $a = b$ ）に設定されるものである。

【0100】

44はフィードバック機構40の変位伝達部を構成する並進部材としての並進バーで、該並進バー44は、図3に示す如く後述のガイド部材45を介してケーシング本体11Aの開口部11D内にスライド可能に取付けられ、回転軸13の軸方向（図10に示す軸線O-O）に沿った並進運動を行うものである。そして、並進バー44は、図3に示すようにケーシング11内を回転軸13の径方向に延びると共に、制御スリーブ36に対しても径方向外側に向けて延び、斜板21の側面と制御スリーブ36との間に配設されている。

【0101】

ここで、並進バー44は、長さ方向の一側にカムフォロア43が設けられ、カムフォロア43と一体となって回転軸13の軸線O-Oに沿った並進運動が与えられるものである。また、並進バー44は、図3、図4に示す如く長さ方向の他側が制御スリーブ36を径方向外側から挟む二又状の固定部44Aとなり、該固定部44Aは、複数の固定ねじまたはリベット等の固定手段により制御スリーブ36の外周側に固定されている。

【0102】

即ち、並進バー44は、制御スリーブ36に対し一定の角度（例えば、垂直となる90度）で固定された状態に保持されている。そして、並進バー44は、カムフォロア43のローラ部43Aが回転軸13の軸線O-Oに沿って軸方向に変位するのを許すものの、軸線O-Oと直交する方向にローラ部43Aが移動するのは規制する構成となっている。

【0103】

このように、斜板21が図2中の矢示A，B方向に傾転されるときには、斜板21の傾転動作に従って図3に示す並進バー44がカムフォロア43と一緒に回転軸13の軸方向に平行移動する。そして、並進バー44の平行移動は、固定部44A側でレギュレータ3

4の制御スリーブ36にそのまま伝えられ、制御スリーブ36を図6中の矢示D、E方向に回転軸13の軸線O-Oに沿って変位させることにより、レギュレータ34のフィードバック制御が行われるものである。

【0104】

45は図3に示すケーシング11の開口部11Dを覆うように設けられたガイド部材で、該ガイド部材45は、並進バー44の長さ方向中間部を移動可能または摺動可能に支持し、並進バー44が上、下方向（例えば、シリンダブロック14の周方向）等に揺動したり、ガタ等で振動したりするのを抑え、これにより、並進バー44が回転軸13の軸方向に滑らかに平行移動（並進運動）するのを補償するものである。

【0105】

46は傾転制御圧を発生させるパイロットポンプで、該パイロットポンプ46は、図1に示す原動機2で油圧ポンプ1と一緒に回転駆動されることにより、例えば図3に示すタンク47内から作動油を吸込みつつ、制御管路48A内に傾転制御用の圧油を吐出させるものである。

【0106】

この場合、パイロットポンプ46から吐出される圧油の圧力は、低圧リリーフ弁49により油圧ポンプ1の吐出圧よりも十分に低い圧力に保たれるものである。また、制御管路48Bは、レギュレータ34の給排ポート35Bと後述の前後進切換弁51との間に設けられている。

【0107】

50A、50Bは傾転アクチュエータ32、33の液压室32B、33Bに傾転制御圧を給排する他の制御管路で、該制御管路50A、50Bは、図3、図10に示すように後述の前後進切換弁51を通じて制御管路48A、48Bに切換え接続されるものである。

【0108】

51は制御管路48A、48Bと制御管路50A、50Bとの間に設けられた方向切換弁としての前後進切換弁で、この前後進切換弁51は、図3、図10に示すように左、右のソレノイド部51A、51Bを有し、例えば運転室内の切換レバー（図示せず）をオペレータが手動操作することによって、車両の停止位置（a）から前進位置（b）または後進位置（c）に切換えられるものである。

【0109】

そして、前後進切換弁51を停止位置（a）から前進位置（b）に切換えた状態では、オペレータが後述の走行ペダル52Aを踏み操作するに応じてパイロットポンプ46からの傾転制御圧が制御管路48A、50Aを通じて傾転アクチュエータ33の液压室33Bに供給される。

【0110】

また、このときには傾転アクチュエータ32の液压室32Bから制御管路50B、48B、レギュレータ34等を介して傾転制御圧がタンク47側に排出される。これにより、傾転アクチュエータ33の傾転ピストン33Cは、斜板21を図10中の矢示A方向に傾転駆動するものである。

【0111】

一方、前後進切換弁51を停止位置（a）から後進位置（c）に切換えたときには、走行ペダル52Aの踏み操作に応じてパイロットポンプ46からの傾転制御圧が制御管路48A、50Bを通じて傾転アクチュエータ32の液压室32Bに供給される。また、傾転アクチュエータ33の液压室33Bからは、制御管路50A、48B、レギュレータ34等を介して傾転制御圧がタンク47側に排出されることにより、傾転アクチュエータ32の傾転ピストン32Cが斜板21を図10中の矢示B方向に傾転駆動するものである。

【0112】

このように、前後進切換弁51は、レギュレータ34と傾転アクチュエータ32、33との間に設けられ、車両の停止位置（a）から前進位置（b）または後進位置（c）に切換えられることにより、傾転アクチュエータ32、33に対する傾転制御圧の給排方向を

切換えると共に、この傾転制御圧に従って斜板 2 1 を中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動させるものである。

【0113】

5 2 はホイール式車両の運転室側に設けられる指令手段としての走行操作弁を示し、該走行操作弁 5 2 には、車両のアクセルペダルに相当する走行ペダル 5 2 A が付設されている。そして、車両のオペレータが走行ペダル 5 2 A を踏み操作したときには、指令圧管路 5 3 を通じてレギュレータ 3 4 の油圧パイロット部 3 8 に指令信号としてのパイロット圧が供給され、後述の如く車両の走行速度が可変に調整されるものである。

【0114】

本実施の形態による可変容量型の斜板式油圧ポンプ 1 を備えたホイール式作業車両の走行用油圧回路は、上述の如き構成を有するもので、次にその作動について説明する。

【0115】

まず、図 1 0 に示す前後進切換弁 5 1 を停止位置 (a) に配置した状態では、制御管路 5 0 A, 5 0 B が共に制御管路 4 8 A に接続され、傾転アクチュエータ 3 2, 3 3 の液圧室 3 2 B, 3 3 B は、等しい圧力状態に保たれるため、斜板 2 1 は傾転角零の中立位置に保持される。

【0116】

このため、原動機 2 により回転軸 1 3 を回転駆動してシリンダブロック 1 4 を回転させても、各ピストン 1 6 がシリンダブロック 1 4 の各シリンダ 1 5 内で往復動することではなく、油圧ポンプ 1 の給排通路 1 2 A, 1 2 B は互いに同圧状態となって、図 1 に示す油圧モータ 5 への主管路 3 A, 3 B を通じた圧油の給排は停止されたままとなる。

【0117】

次に、車両のオペレータが前後進切換弁 5 1 を停止位置 (a) から前進位置 (b) に切換えたときには、オペレータが走行ペダル 5 2 A を踏み操作するに応じてパイロットポンプ 4 6 からの傾転制御圧が制御管路 4 8 A, 5 0 A を通じて傾転アクチュエータ 3 3 の液圧室 3 3 B に供給される。

【0118】

そして、このときには走行ペダル 5 2 A の踏み操作により、指令圧管路 5 3 からレギュレータ 3 4 の油圧パイロット部 3 8 に向けてパイロット圧が供給されるので、レギュレータ 3 4 の弁ハウジング 3 5 内では、スプール 3 7 がパイロット圧に応じて軸方向に摺動変位され、レギュレータ 3 4 は図 1 0 に示す中立位置 (イ) から切換位置 (ハ) に切換えられる。

【0119】

このため、制御管路 4 8 B はレギュレータ 3 4、ケーシング 1 1 内のドレン室等を介してタンク 4 7 に接続されるようになり、傾転アクチュエータ 3 2 の液圧室 3 2 B 内から傾転制御圧が制御管路 5 0 B, 4 8 B、レギュレータ 3 4 等を介してタンク 4 7 側に排出される。これにより、傾転アクチュエータ 3 3 の傾転ピストン 3 3 C は、斜板 2 1 を図 1 0 中の矢示 A 方向に傾転駆動する。

【0120】

そして、斜板 2 1 が矢示 A 方向に傾転された状態では、シリンダブロック 1 4 が回転軸 1 3 と一体に回転することにより、各ピストン 1 6 は傾転角 θ に対応したストローク量 (押しのけ容積) をもってシリンダブロック 1 4 の各シリンダ 1 5 内で往復動を繰返すようになる。このため油圧ポンプ 1 は、例えば給排通路 1 2 B 側から各シリンダ 1 5 内に油液を吸込みつつ、給排通路 1 2 A 側から圧油を吐出する。

【0121】

これにより、図 1 に示す走行用の油圧閉回路 4 内では、主管路 3 A, 3 B 内を矢示 A 1 方向に沿って圧油が流通し、走行用の油圧モータ 5 を圧油の給排によって回転駆動することができる。そして、油圧モータ 5 の回転出力は、減速機 6 を介してホイール式作業車両の車輪 7, 7 に伝達され、各車輪 7 を回転駆動することにより、例えば前進方向に作業車両を傾転角 θ に対応した速度で走行駆動できる。

【0122】

一方、前後進切換弁51を停止位置(a)から後進位置(c)に切換えたときには、走行ペダル52Aの踏み込み操作に応じてパイロットポンプ46からの傾転制御圧が制御管路48A、50Bを通じて傾転アクチュエータ32の液圧室32Bに供給される。また、傾転アクチュエータ33の液圧室33Bからは、制御管路50A、48B、レギュレータ34等を介して傾転制御圧がタンク47側に排出され、傾転アクチュエータ32の傾転ピストン32Cにより斜板21を図10中の矢示B方向に傾転駆動することができる。

【0123】

そして、この場合には図1に示す走行用の油圧閉回路4内で矢示B1方向に沿って圧油を流通することができ、走行用の油圧モータ5を同方向に回転駆動することにより、油圧モータ5の回転出力を減速機6を介してホイール式作業車両の車輪7、7に伝達しつつ、例えば後進方向に作業車両を傾転角 θ に対応した速度で走行駆動できる。

【0124】

ここで、斜板21が中立位置から正方向に傾転しているときには、一対の給排通路12A、12Bのうち一方の給排通路12A側が高圧となり、斜板21は、図5中に示す合力作用点k1の位置で各ピストン16から油圧反力の合力f1を受ける。

【0125】

しかし、斜板21の脚部21Aに設けた第1の主静圧軸受部22Aと、脚部21Bに設けた第1の補助静圧軸受部22Cとには、給排通路12Aから導油路24の共通油路24A、分岐油路24B、24Cを介して高圧の圧油が導かれるので、斜板支持体20の傾転支持面20A、20Bと斜板21の脚部21A、21Bとの間には、乖離力 f_a と乖離力 f_c とが発生する。

【0126】

そして、第1の主静圧軸受部22Aは、図5に示す如く斜板21が各ピストン16から受ける油圧反力の合力作用点k1から距離 L_a となる位置に配置され、第1の補助静圧軸受部22Cは、合力作用点k1から距離 L_c ($L_c > L_a$)となる位置に配置されている。

【0127】

このため、斜板21が各ピストン16から受ける油圧反力の合力f1に対し、第1の主静圧軸受部22Aによる乖離力 f_a と第1の補助静圧軸受部22Cによる乖離力 f_c とを、下記の数1～数4式を満たす関係に設定することにより、油圧反力の合力f1と乖離力 f_a 、 f_c とをバランスさせ、斜板支持体20の傾転支持面20A、20Bと斜板21の脚部21A、21Bとの間の接触面を潤滑状態に保持することができる。

【0128】

即ち、第1の主静圧軸受部22Aによる乖離力 f_a と第1の補助静圧軸受部22Cによる乖離力 f_c とは、例えば中立位置から正方向に傾転された斜板21が各ピストン16から受ける油圧反力の合力f1に対し、下記の関係を満たすように設定される。

【0129】

【数1】

$$f1 \approx f_a + f_c$$

【0130】

また、このときに斜板21が受ける合力f1は、油圧反力による圧力Pと受圧面積S1との関係から、下記の式で表される。

【0131】

【数2】

$$f1 = S1 \times P$$

【0132】

そして、第1の主静圧軸受部22Aと第1の補助静圧軸受部22Cにも、同様の圧力P

が作用する場合を想定すると、主静圧軸受部 2 2 A は有効軸受面積 S_a を有し、補助静圧軸受部 2 2 C は有効軸受面積 S_c ($S_c < S_a$) を有しているので、前記数 1 の式から下記の関係が導かれる。

【0 1 3 3】

【数 3】

$$S_1 \approx S_a + S_c$$

【0 1 3 4】

また、第 1 の主静圧軸受部 2 2 A による乖離力 f_a (有効軸受面積 S_a) は、合力作用点 k_1 から距離 L_a となる位置に作用し、第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C による乖離力 f_c (有効軸受面積 S_c) は、合力作用点 k_1 から距離 L_c となる位置に作用している。このため、合力作用点 k_1 を基準とした乖離力 f_a , f_c のモーメントは、下記の関係を満たすように設定される。

【0 1 3 5】

【数 4】

$$L_a \times S_a \approx L_c \times S_c$$

【0 1 3 6】

これにより、斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力 f_1 に対して、主静圧軸受部 2 2 A の乖離力 f_a と補助静圧軸受部 2 2 C の乖離力 f_c とをバランスさせることができ、斜板 2 1 の脚部 2 1 A , 2 1 B が斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A , 2 0 B から浮き上がるように傾いたり、離間したりするのを防止することができる。

【0 1 3 7】

この結果、静圧軸受部 2 2 A , 2 2 C 内に導いた圧油が外部に漏洩するのを抑制でき、斜板 2 1 の脚部 2 1 A , 2 1 B と斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A , 2 0 B との間を潤滑状態に保持することができる。そして、斜板 2 1 の傾転動作を安定させることができ、傾転アクチュエータ 3 2 , 3 3 による傾転駆動力も小さくすることができる。

【0 1 3 8】

一方、斜板 2 1 が中立位置から逆方向に傾転された場合には、図 5 中に示す合力作用点 k_2 となる位置で斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から油圧反力の合力 f_2 を受ける。そして、このときの合力 f_2 に対し、第 2 の主静圧軸受部 2 2 B による乖離力 f_b と第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D による乖離力 f_d とは、下記の関係を満たすように設定される。

【0 1 3 9】

【数 5】

$$f_2 \approx f_b + f_d$$

【0 1 4 0】

また、このときに斜板 2 1 が受ける合力 f_2 は、油圧反力による圧力 P と受圧面積 S_2 との関係から、下記の式で表される。

【0 1 4 1】

【数 6】

$$f_2 = S_2 \times P$$

【0 1 4 2】

そして、第 2 の主静圧軸受部 2 2 B と第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D にも、同様の圧力 P が作用する場合を想定すると、主静圧軸受部 2 2 B は有効軸受面積 S_b を有し、補助静圧軸受部 2 2 D は有効軸受面積 S_d ($S_d < S_b$) を有しているので、前記数 5 の式から下記の関係が導かれる。

【0 1 4 3】

【数 7】

$$S_2 \cong S_b + S_d$$

【0 1 4 4】

また、第 2 の主静圧軸受部 2 2 B による乖離力 f_b （有効軸受面積 S_b ）は、合力作用点 k_2 から距離 L_b となる位置に作用し、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D による乖離力 f_d （有効軸受面積 S_d ）は、合力作用点 k_2 から距離 L_d となる位置に作用している。このため、合力作用点 k_2 を基準とした乖離力 f_b ， f_d のモーメントは、下記の関係を満たすように設定される。

【0 1 4 5】

【数 8】

$$L_b \times S_b \cong L_d \times S_d$$

【0 1 4 6】

これにより、斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力 f_2 に対して、主静圧軸受部 2 2 B の乖離力 f_b と補助静圧軸受部 2 2 D の乖離力 f_d とをバランスさせることができ、斜板 2 1 の脚部 2 1 A，2 1 B が斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A，2 0 B から浮き上がるように傾いたり、離間したりするのを防止することができる。

【0 1 4 7】

この結果、斜板 2 1 が中立位置から逆方向に傾転された場合にも、静圧軸受部 2 2 B，2 2 D 内に導いた圧油が外部に漏洩するのを抑制でき、斜板 2 1 の脚部 2 1 A，2 1 B と斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A，2 0 B との間を潤滑状態に保持できると共に、斜板 2 1 の傾転動作を安定させ、傾転アクチュエータ 3 2，3 3 による傾転駆動力も小さくすることができる。

【0 1 4 8】

ところで、車両が前進または後進するときの走行速度は、油圧ポンプ 1 による圧油の吐出量（流量）によって決められ、この吐出量は斜板 2 1 の傾転角 θ に応じて増減される。そして、容量制御弁であるレギュレータ 3 4 を斜板 2 1 の傾転角 θ に応じてフィードバック制御しない限りは、斜板 2 1 の傾転角 θ （即ち、車両の走行速度）を走行ペダル 5 2 A の踏み込み操作だけで安定して制御することは難しい。

【0 1 4 9】

そこで、本実施の形態では、レギュレータ 3 4 の制御スリーブ 3 6 と斜板 2 1 の側面との間にフィードバック機構 4 0 を設け、斜板 2 1 が傾転角零の中立位置から正、逆方向のいずれの方向に傾転駆動されるときにも、斜板 2 1 の傾転動作に追従させてフィードバック機構 4 0 によりレギュレータ 3 4 をフィードバック制御する構成としている。

【0 1 5 0】

そして、このフィードバック機構 4 0 は、斜板 2 1 の側面（脚部 2 1 B の側面）に形成され回転軸 1 3 の軸線 O-O を基準として略く字状に屈曲した凹溝からなるカム溝 4 2 と、該カム溝 4 2 に摺接するローラ部 4 3 A を有し斜板 2 1 の傾転動作を軸方向変位に変換して取出すカムフォロア 4 3 と、該カムフォロア 4 3 で取出した軸方向変位により回転軸 1 3 の軸方向に平行移動する並進バー 4 4 とからなり、該並進バー 4 4 は、カムフォロア 4 3 による軸方向変位を先端側の固定部 4 4 A によって制御スリーブ 3 6 に伝えるものである。

【0 1 5 1】

この場合、斜板 2 1 側のカム溝 4 2 は、図 1 1 に示すように斜板 2 1 が中立位置にあるときに傾転中心 C から回転軸 1 3 の軸線 O-O に沿って最も大きく離間した寸法 R_a （ $R_a < R$ ）の位置に配置される中間溝部 4 2 A と、該中間溝部 4 2 A の位置から傾転中心 C に近づく方向へと斜め下向きに傾いて延びた下側傾斜溝部 4 2 B と、中間溝部 4 2 A から傾転中心 C に近づく方向へと斜め上向きに傾いて延びる上側傾斜溝部 4 2 C とにより構成され、カム溝 4 2 全体は、斜板 2 1 の側面に中間溝部 4 2 A の位置で略 V 字状または「く

」の字状に屈曲した凹溝として形成されている。

【0152】

また、並進バー44の固定部44A側が制御スリーブ36に対して、例えば垂直に固定された状態に保持されているので、カムフォロア43のローラ部43Aは、回転軸13の軸線O-Oと直交する方向に移動（位置ずれ）するのが規制され、軸線O-Oに沿った軸方向変位のみが許される構成となっている。

【0153】

そして、カムフォロア43のローラ部43Aは、斜板21が傾転角零の中立位置にあるときに中間溝部42Aと摺接する位置に配置され、斜板21が中立位置から矢示A方向（正方向）に傾転されるときにはローラ部43Aが下側傾斜溝部42Bに沿って摺動し、斜板21が中立位置から矢示B方向（逆方向）に傾転されるときにはローラ部43Aが上側傾斜溝部42Cに沿って摺動する。

【0154】

このため、斜板21が中立位置から図12に示すように矢示A方向（正方向）に傾転され、その傾転角 θ が角度 α （ $\theta = \alpha$ ）のときには、カムフォロア43のローラ部43Aがカム溝42の下側傾斜溝部42Bに沿って点G1の位置まで摺動され、並進バー44をカムフォロア43と一緒に図12に示す線G-Gの位置まで平行移動（並進運動）することができる。

【0155】

そして、並進バー44が初期位置にあるときの線F-Fは、斜板21の傾転中心Cから寸法R aの位置にあり、点G1を通る線G-Gは、傾転中心Cから寸法R bの位置にあるので、並進バー44が初期位置の線F-Fから線G-Gの位置まで回転軸13の軸方向に変位するときの軸方向変位量を、下記の数9式による寸法aとして求めることができる。

【0156】

【数9】

$$a = R a - R b$$

【0157】

一方、斜板21が中立位置から図13に示すように矢示B方向（逆方向）に傾転され、その傾転角 θ が角度 β （ $\theta = \beta$ ）となるときには、カムフォロア43のローラ部43Aがカム溝42の上側傾斜溝部42Cに沿って点H1の位置まで摺動され、並進バー44をカムフォロア43と一緒に図13に示す線H-Hの位置まで平行移動することができる。

【0158】

そして、この場合の点H1を通る線H-Hについても、傾転中心Cから寸法R bの位置にあるので、並進バー44が初期位置の線F-Fから線H-Hの位置まで回転軸13の軸方向に変位するときの軸方向変位量を、下記の数10式による寸法bとして求めることができる。

【0159】

【数10】

$$b = R a - R b$$

【0160】

このように、斜板21側のカム溝42に摺接するカムフォロア43のローラ部43Aは、斜板21がカム溝42と一緒に正、逆方向に傾転するとき、斜板21の傾転動作を回転軸13の軸線O-Oに沿った並進バー44の軸方向変位（例えば、寸法a、b分の変位）に変換して取出すことができる。そして、並進バー44は、このときの軸方向変位を固定部44Aにより制御スリーブ36に対し同様の軸方向変位として伝えることができる。

【0161】

従って、本実施の形態によれば、可変容量型の斜板式油圧ポンプ1を油圧モータ5に対し、図1に例示した油圧閉回路4を用いて接続した場合にも、容量可変部となる斜板21

を中立位置から正方向と逆方向とにそれぞれ傾転して圧油の吐出量（流量）を両方向で制御でき、車両の前進走行時または後進走行時にも斜板 21 の傾転角に応じた速度制御を円滑に行うことができる。

【0162】

しかも、容量制御弁となるレギュレータ 34 については、制御スリーブ 36 内にスプール 37 を有した簡単な構造の油圧サーボ弁により構成できるので、傾転アクチュエータ 32, 33、レギュレータ 34 およびフィードバック機構 40 を含めた傾転制御装置全体の構造も簡素化することができ、部品点数を減らして組立時の作業性等も向上することができる。また、レギュレータ 34 と傾転アクチュエータ 32, 33 との間に前後進切換弁 51 を設けているので、レギュレータ 34 を含めた傾転制御装置全体の構造を従来技術に比較して簡素化でき、生産性の向上、コストの削減化等を図ることができる。

【0163】

また、当該油圧ポンプ 1 の傾転制御装置は、図 1 に例示した油圧閉回路 4 に限らず、所謂油圧開回路に適用しても油圧モータ等の油圧アクチュエータに圧油を給排することができるので、油圧閉回路と開回路との双方に適用でき、汎用性を高めて生産性の向上、コストの削減化等を図ることができる。

【0164】

また、本実施の形態にあつては、斜板支持体 20 の傾転支持面 20A, 20B と斜板 21 の脚部 21A, 21B との間に静圧軸受 22（静圧軸受部 22A～22D）を設け、これらの静圧軸受部 22A～22D には一対の給排通路 12A, 12B から高压の圧油を導くことにより、傾転支持面 20A, 20B と脚部 21A, 21B との間に乖離力（例えば、図 5 中の乖離力 f_a , f_b , f_c , f_d ）を発生させ、両者の接触面を潤滑状態に保持することができる。

【0165】

そして、斜板 21 が各ピストン 16 から受ける油圧反力の合力 f_1 （合力 f_2 ）に対し、このときの乖離力 f_a , f_c （乖離力 f_b , f_d ）を良好にバランスさせることができ、静圧軸受部 22A～22D からなる静圧軸受 22 により、安定した静圧軸受としての性能を得ることができる。

【0166】

これにより、本発明の適用対象を、HST 等に用いる可変容量型の斜板式油圧ポンプ 1 に限ることなく、例えば回転軸が正、逆方向に回転する油圧モータ等、一対の給排通路が可逆的に高、低圧に切換わる液圧回転機等にも容易に適用することができ、汎用性を高めて生産性の向上、コストの低減化等を図ることができる。

【0167】

また、第 1, 第 2 の主静圧軸受部 22A, 22B を、図 5 に示すように斜板 21 が各ピストン 16 から受ける油圧反力の合力作用点 k_1 , k_2 に近い位置に配置しているので、この合力作用点 k_1 , k_2 と、主静圧軸受部 22A, 22B による乖離力 f_a , f_b の作用点とを近付けることが可能となり、前記油圧反力の合力 f_1 , f_2 と乖離力 f_a , f_b とによって斜板 21 に作用するモーメント（例えば、合力作用点 k_1 , k_2 を基準とした軸廻りのモーメント）を小さくすることができる。これにより、第 1, 第 2 の補助静圧軸受部 22C, 22D の有効軸受面積 S_c , S_d を小さくすることができ、斜板 21 を含めて油圧ポンプ 1 全体の小型化を図ることができる。

【0168】

また、斜板 21 の脚部 21A, 21B には、補助静圧軸受部 22D, 22C よりも回転軸 13 から離れた位置に第 1, 第 2 の滑り軸受部 23A, 23B を設けているので、給排通路 12A, 12B 側での圧力変動等によって斜板 21 に作用するモーメントのバランスが変化した場合でも、第 1, 第 2 の滑り軸受部 23A, 23B により斜板 21 の安定性を確保することができる。

【0169】

しかも、第 1, 第 2 の滑り軸受部 23A, 23B は、斜板支持体 20 の傾転支持面 20

A, 20Bに小さな面圧をもって摺動可能に接触し、斜板21の脚部21A, 21Bと斜板支持体20の傾転支持面20A, 20Bとの間の面圧を低減することができると共に、両者の接触面における摩耗等を抑え、信頼性や寿命を向上することができる。

【0170】

一方、第1の主静圧軸受部22A、第1の補助静圧軸受部22Cと一方の給排通路12Aとの間には、共通油路24Aおよび分岐油路24B, 24Cを設け、第2の主静圧軸受部22B、第2の補助静圧軸受部22Dと他方の給排通路12Bとの間には、他の共通油路25Aおよび分岐油路25B, 25Cを設けると共に、共通油路24A, 25Aの途中には共通絞り26, 27を設ける構成としている。

【0171】

このため、共通絞り26, 27の孔径（絞り径）を比較的大きく形成しても、共通絞り26, 27を介して主静圧軸受部22A, 22Bと補助静圧軸受部22C, 22Dとに供給する圧油量を良好に調整でき、ダスト等の異物により共通絞り26, 27が閉塞（目詰まり）する可能性を減らし、装置の信頼性を向上することができる。

【0172】

また、静圧軸受部22A～22Dの周囲に微小な隙間が存在する場合でも、これらの隙間を介した圧油の漏れを共通絞り26, 27によって抑制する効果が得られ、装置全体の加工性を高め、生産性の向上、コストの低減化等を図ることができる。

【0173】

しかも、各分岐油路24B, 24C, 25B, 25Cの途中には、互いに独立した個別絞り28, 29, 30, 31を設けているので、主静圧軸受部22A, 22Bと補助静圧軸受部22C, 22Dとに供給する圧油量を互いに独立して調整でき、これらの静圧軸受部22A, 22B, 22C, 22Dによる斜板21の乖離力 f_a , f_b , f_c , f_d を、個別絞り28～31を介した圧油量に応じて容易に増、減させることができる。

【0174】

これにより、斜板21が各ピストン16から受ける油圧反力の合力 f_1 , f_2 と、静圧軸受部22A, 22B, 22C, 22Dによる乖離力 f_a , f_b , f_c , f_d とによって、斜板21に作用するモーメントのバランスを高めることができ、斜板21の傾転操作性、安定性を向上できると共に、斜板式油圧ポンプ1としての信頼性や寿命を高めることができる。

【0175】

次に、図14ないし図16は本発明の第2の実施の形態を示し、本実施の形態の特徴は、斜板の脚部に設ける主静圧軸受部と補助静圧軸受部とを、脚部の凸湾曲面に沿って周方向で互いに離間させ、前記補助静圧軸受部に圧油を導くための油路を斜板の内部に穿設する構成としたことにある。なお、本実施の形態では、前述した第1の実施の形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

【0176】

図中、61は本実施の形態で採用した可変容量型の斜板式油圧ポンプ、該油圧ポンプ61は、第1の実施の形態で述べた油圧ポンプ1とほぼ同様に、ケーシング11、回転軸13、シリンダブロック14、複数のシリンダ15、ピストン16、シュー17、弁板19、斜板支持体20および斜板21等によって構成されている。

【0177】

62は斜板支持体20の傾転支持面20A, 20Bと斜板21の脚部21A, 21Bとの間に設けた静圧軸受で、該静圧軸受62は、第1の実施の形態で述べた静圧軸受22とほぼ同様に、一対の給排通路12A, 12Bから圧油が導かれることにより、傾転支持面20A, 20Bと脚部21A, 21Bとの間に乖離力（油圧力）を発生させると共に、両者の接触面を潤滑状態に保持するものである。

【0178】

しかし、この場合の静圧軸受62は、図15、図16に示す如く斜板21の貫通穴21Dに近い位置で一方の脚部21Aの凸湾曲面側に設けられた第1の主静圧軸受部62Aと

、貫通穴 2 1 D に近い位置で他方の脚部 2 1 B の凸湾曲面側に設けられた第 2 の主静圧軸受部 6 2 B と、該第 2 の主静圧軸受部 6 2 B から脚部 2 1 B の周方向に離間して脚部 2 1 B の凸湾曲面側に設けられた第 1 の補助静圧軸受部 6 2 C、6 2 C と、第 1 の主静圧軸受部 6 2 A から脚部 2 1 B の周方向に離間して離間して脚部 2 1 A の凸湾曲面側に設けられた第 2 の補助静圧軸受部 6 2 D、6 2 D とにより構成されている。

【0 1 7 9】

そして、第 1、第 2 の主静圧軸受部 6 2 A、6 2 B は、図 1 5 に示すように脚部 2 1 A、2 1 B の凸湾曲面に沿って矢示 A、B 方向に延びる凹溝として形成され、その平面形状は図 1 6 に示す如く長方形をなしている。また、第 1 の補助静圧軸受部 6 2 C、6 2 C は、脚部 2 1 B の凸湾曲面に沿って第 2 の主静圧軸受部 6 2 B を周方向の両側から挟むように配置され、それぞれが脚部 2 1 B の凸湾曲面上で左、右方向に細く延びる長円形状の凹溝として形成されている。

【0 1 8 0】

また、第 2 の補助静圧軸受部 6 2 D、6 2 D は、脚部 2 1 A の凸湾曲面に沿って第 1 の主静圧軸受部 6 2 A を周方向の両側から挟むように配置され、それぞれが脚部 2 1 A の凸湾曲面上で左、右方向に細く延びる長円形状の凹溝として形成されている。

【0 1 8 1】

また、これらの静圧軸受部 6 2 A～6 2 D のうち第 1 の主静圧軸受部 6 2 A と第 1 の補助静圧軸受部 6 2 C、6 2 C とは、後述の導油路 6 4 を介して一方の給排通路 1 2 A に接続され、第 2 の主静圧軸受部 6 2 B と第 2 の補助静圧軸受部 6 2 D、6 2 D とは、後述の導油路 6 5 を介して他方の給排通路 1 2 B に接続されるものである。

【0 1 8 2】

そして、第 1 の主静圧軸受部 6 2 A は、貫通穴 2 1 D の径方向一側（図 1 6 中の右側）で斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力作用点 k1 に近い位置に配置されている。また、第 2 の主静圧軸受部 6 2 B は、貫通穴 2 1 D の径方向他側（図 1 6 中の左側）で斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力作用点 k2 に近い位置に配置されている。

【0 1 8 3】

なお、本実施の形態にあっても、主静圧軸受部 6 2 A、6 2 B、補助静圧軸受部 6 2 C、6 2 D の有効軸受面積は、第 1 の実施の形態で述べた主静圧軸受部 2 2 A、2 2 B、補助静圧軸受部 2 2 C、2 2 D とほぼ同様の面積に設定されるものである。

【0 1 8 4】

6 3 A、6 3 B は斜板 2 1 の脚部 2 1 A、2 1 B に設けられた第 1、第 2 の滑り軸受部で、該第 1、第 2 の滑り軸受部 6 3 A、6 3 B は、第 1 の実施の形態で述べた滑り軸受部 2 3 A、2 3 B とほぼ同様に構成されている。

【0 1 8 5】

6 4、6 5 は静圧軸受 6 2 の静圧軸受部 6 2 A～6 2 D に圧油を導くための導油路で、該導油路 6 4、6 5 は、図 1 4 ないし図 1 6 に示すように静圧軸受部 6 2 A～6 2 D を一方の給排通路 1 2 A、1 2 B に接続するものである。そして、一方の導油路 6 4 は、一方の給排通路 1 2 A と主静圧軸受部 6 2 A、補助静圧軸受部 6 2 C との間に設けられ、他方の導油路 6 5 は、他方の給排通路 1 2 B と主静圧軸受部 6 2 B、補助静圧軸受部 6 2 D との間に設けられている。

【0 1 8 6】

ここで、一方の導油路 6 4 は、一側が給排通路 1 2 A に連通し他側が主静圧軸受部 6 2 A に向けて延びた第 1 の油路 6 4 A と、主静圧軸受部 6 2 A を補助静圧軸受部 6 2 C、6 2 C に連通させるため、斜板 2 1 内に穿設された第 2 の油路 6 4 B、第 3 の油路 6 4 C および第 4 の油路 6 4 D、6 4 D とにより構成されている。

【0 1 8 7】

この場合、第 2 の油路 6 4 B は、図 1 5、図 1 6 に示す如く一側が第 1 の主静圧軸受部 6 2 A 内に開口し、その他側は第 3 の油路 6 4 C を介して第 4 の油路 6 4 D、6 4 D の一

側に連通している。そして、第４の油路６４Ｄ、６４Ｄは、Ｖ字状をなして互いに分岐し、その先端側が第１の補助静圧軸受部６２Ｃ、６２Ｃに開口している。

【０１８８】

また、他方の導油路６５は、図１４ないし図１６に示すように一側が給排通路１２Ｂに連通し他側が第２の主静圧軸受部６２Ｂに向けて延びた第１の油路６５Ａと、第２の主静圧軸受部６２Ｂを補助静圧軸受部６２Ｄ、６２Ｄに連通させるため、斜板２１内に穿設された第２の油路６５Ｂ、第３の油路６５Ｃおよび第４の油路６５Ｄ、６５Ｄとにより構成されている。

【０１８９】

この場合、第２の油路６５Ｂは、図１５、図１６に示す如く一側が第２の主静圧軸受部６２Ｂ内に開口し、その他側は第３の油路６５Ｃを介して第４の油路６５Ｄ、６５Ｄの一側に連通している。そして、第４の油路６５Ｄ、６５Ｄは、Ｖ字状をなして互いに分岐し、その先端側が第２の補助静圧軸受部６２Ｄ、６２Ｄに開口している。

【０１９０】

６６、６７は第１の油路６４Ａ、６５Ａの途中に設けられた絞りで、これらの絞り６６、６７のうち一方の絞り６６は、図１４に示す如く給排通路１２Ａから第１の主静圧軸受部６２Ａに供給する圧油量を、その絞り径（孔径）に応じて調整するものである。また、他方の絞り６７は、給排通路１２Ｂから第２の主静圧軸受部６２Ｂに供給する圧油量を、その絞り径（孔径）に応じて調整するものである。

【０１９１】

かくして、このように構成される本実施の形態でも、斜板２１の傾転動作を安定させることができ、前記第１の実施の形態とほぼ同様の作用効果を得ることができる。

【０１９２】

しかし、本実施の形態にあっては、斜板２１内に油路６４Ａ～６４Ｄ、油路６５Ｂ～６５Ｄを設ける構成としたので、ケーシング１１および斜板支持体２０に設ける油路６４Ａ、６５Ａの管路構造を簡素化することができ、製作、加工時等の作業性を向上することができる。

【０１９３】

なお、前記第１の実施の形態では、斜板２１の脚部２１Ａ、２１Ｂに主静圧軸受部２２Ａ、２２Ｂと補助静圧軸受部２２Ｃ、２２Ｄを設けた場合を例に挙げて説明した。しかし、本発明はこれに限らず、第１、第２の主静圧軸受部と第１、第２の補助静圧軸受部とを、例えば斜板支持体２０の傾転支持面２０Ａ、２０Ｂに設ける構成としてもよい。

【０１９４】

また、第１、第２の主静圧軸受部と第１、第２の補助静圧軸受部とを、斜板支持体２０の傾転支持面２０Ａ、２０Ｂと斜板２１の脚部２１Ａ、２１Ｂとの双方にわたって設ける構成としてもよい。そして、この点は、第２の実施の形態についても同様である。

【０１９５】

また、前記第１の実施の形態では、斜板２１の傾転動作に追従させてレギュレータ３４をフィードバック制御するフィードバック機構４０の変換部４１を、カム溝４２とカムフォロア４３とにより構成する場合を例に挙げて説明した。しかし、本発明はこれに限らず、例えば本出願人が先に提案した特願２００４－０００５２９号等に記載の如く、フィードバック機構の変換部を、斜板の側面に設けられた凸部等の係合部と、並進バーに設けられたスライダ部等の被係合部とにより構成してもよいものである。

【０１９６】

また、前記各実施の形態では、外部の指令手段として走行操作弁５２を用い、走行ペダル５２Ａの踏み込み操作量に対応したパイロット圧を指令信号としてレギュレータ３４（６３）に供給する場合を例に挙げて説明した。しかし、本発明はこれに限るものではなく、例えばレギュレータ３４の油圧パイロット部３８を電磁比例ソレノイド等により構成し、外部の指令手段からは走行ペダル５２Ａの踏み込み操作量に対応した電気信号を指令信号として出力する構成としてもよい。

【0197】

また、前記各実施の形態では、可変容量型の斜板式油圧ポンプ1，61を、例えばホイールローダ等のホイール式作業車両における走行用油圧回路に適用した場合を例に挙げて説明した。しかし、本発明は、走行用の油圧回路に限らず、例えば旋回用の油圧回路等、種々の用途の油圧閉回路にも適用できるものである。

【0198】

また、前記各実施の形態では、可変容量型斜板式液圧回転機を斜板式油圧ポンプ1，61に適用した場合を例に挙げて説明した。しかし、本発明の適用対象は可変容量型の斜板式油圧ポンプに限らず、例えば可変容量型の斜板式油圧モータ等に適用してもよいものである。

【0199】

また、本発明の適用される作業車両としてはホイールローダに限らず、例えばホイール式油圧ショベル、ホイール式油圧クレーン、ブルドーザ、またはリフトトラックと呼ばれる作業車両、またはクローラ式油圧ショベル等の作業車両にも適用できるものである。

【図面の簡単な説明】

【0200】

【図1】本発明の第1の実施の形態による可変容量型の斜板式油圧ポンプが設けられたホイール式作業車両の走行用油圧回路図である。

【図2】図1に示す油圧ポンプの縦断面図である。

【図3】油圧ポンプを図2中の矢示III-III方向からみた縦断面図である。

【図4】図3に示す油圧ポンプの拡大断面図である。

【図5】図4中の斜板支持体および斜板を静圧軸受部等と共に拡大して示す断面図である。

【図6】斜板が中立位置にある状態を図4中の矢示VI-VI方向からみた拡大断面図である。

【図7】斜板が正方向に傾転した状態を示す図6と同様位置での断面図である。

【図8】図3中の斜板を拡大して示す斜視図である。

【図9】図8の斜板を裏面側からみた背面図である。

【図10】第1の実施の形態による斜板の傾転制御装置を示す回路構成図である。

【図11】図10中の斜板を傾転ピストンと共に示す正面図である。

【図12】図11中の斜板を正方向に傾転した状態を示す正面図である。

【図13】図11中の斜板を逆方向に傾転した状態を示す正面図である。

【図14】第2の実施の形態による油圧ポンプを示す図3と同様位置での縦断面図である。

【図15】図14中の斜板を拡大して示す斜視図である。

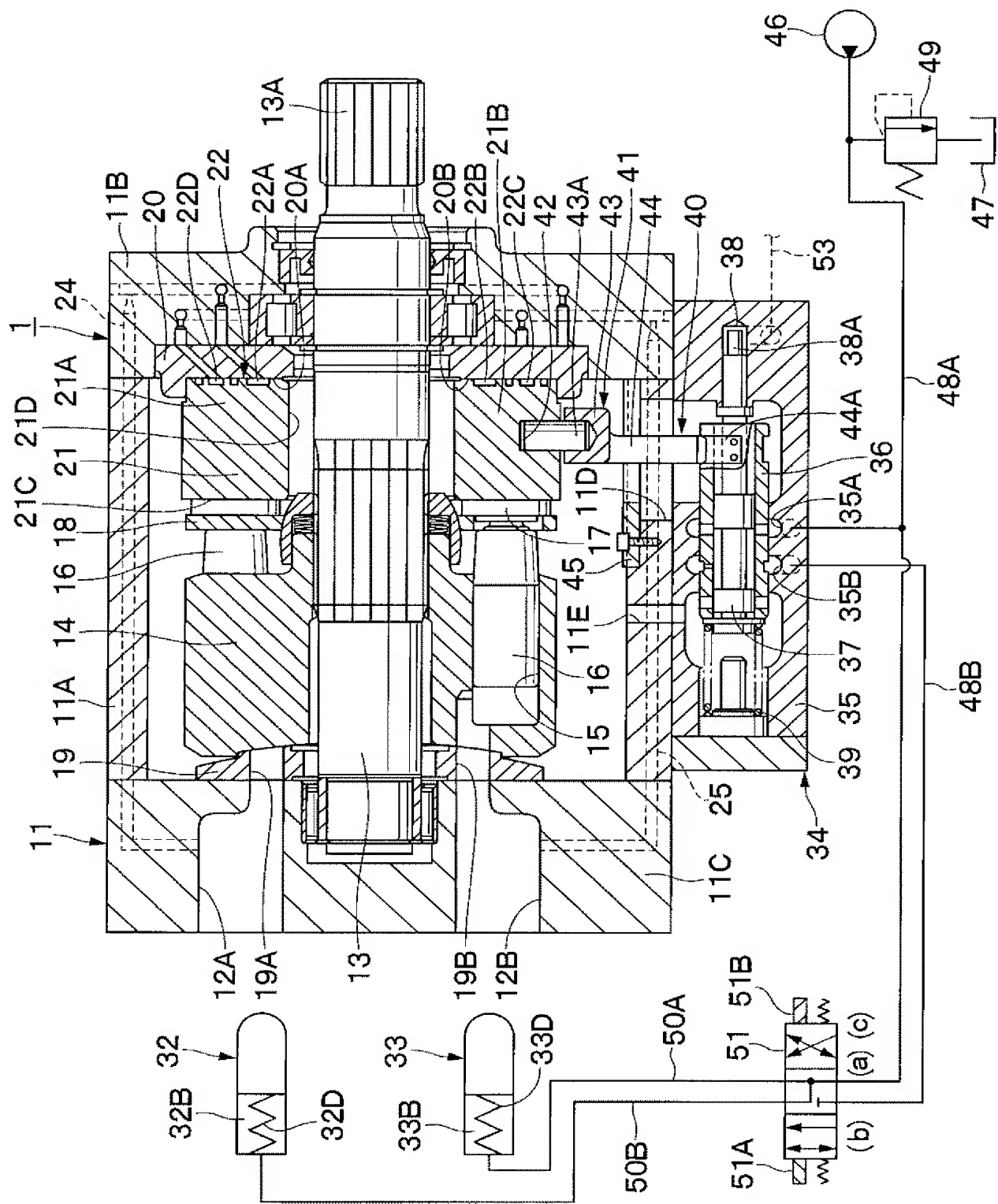
【図16】図15の斜板を裏面側からみた背面図である。

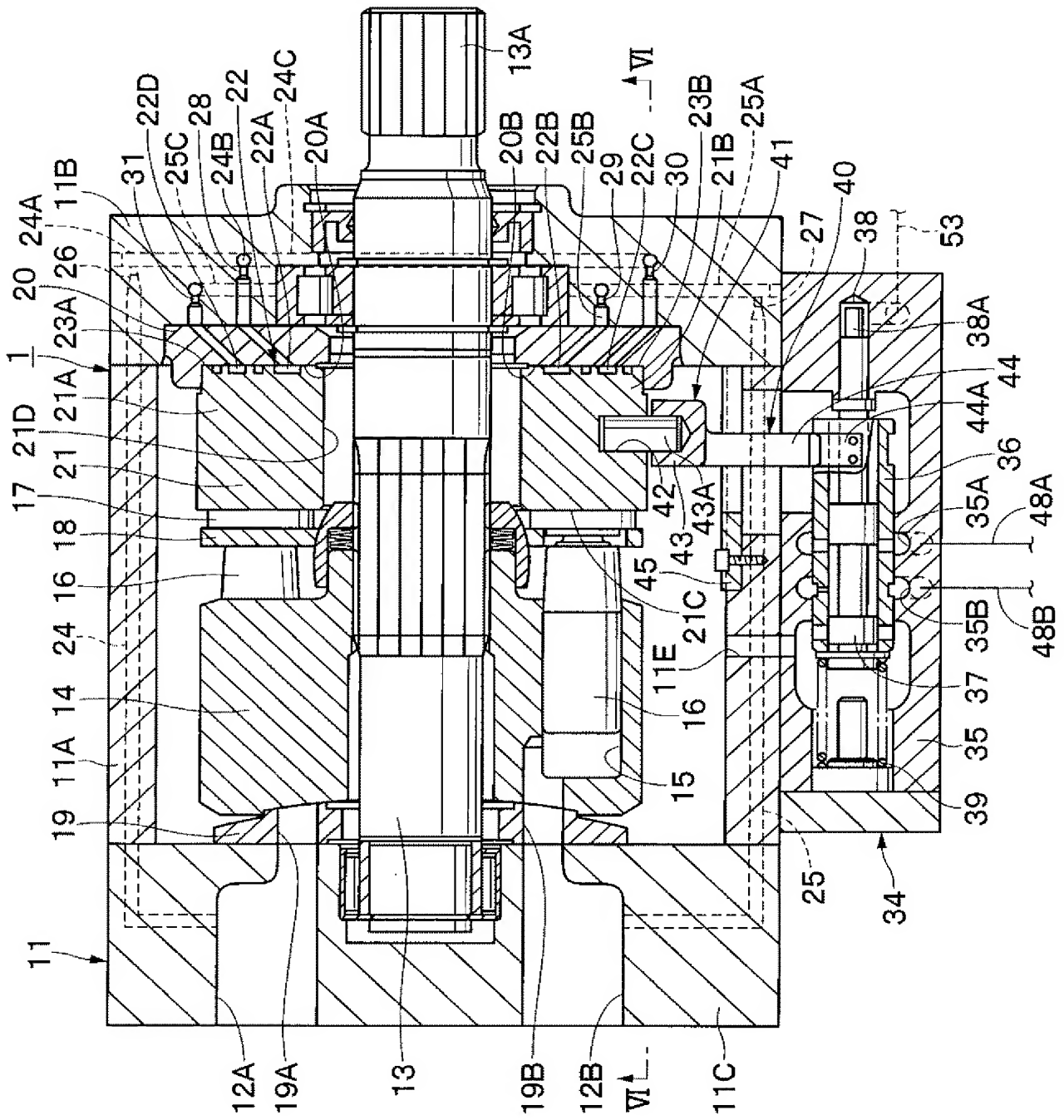
【符号の説明】

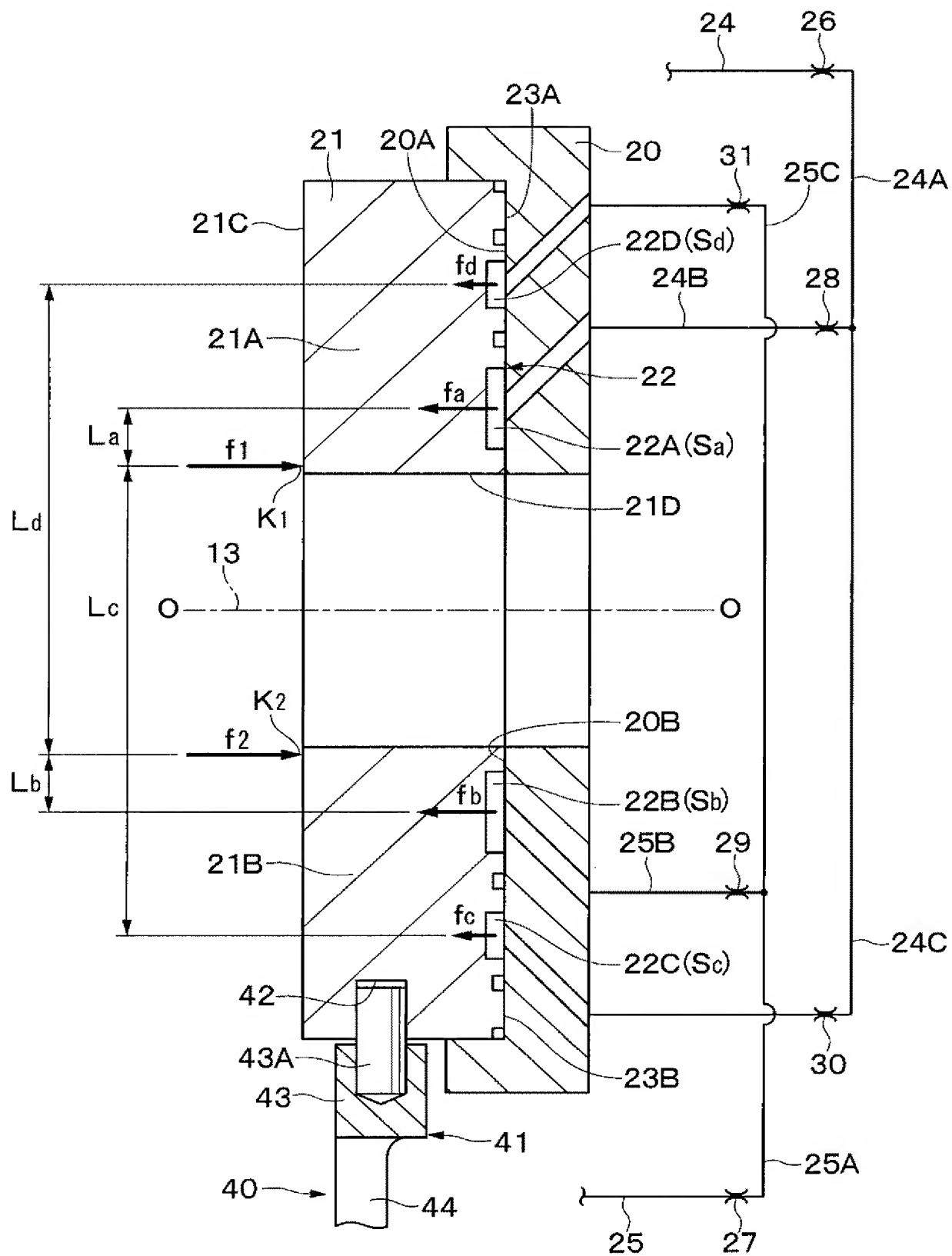
【0201】

- 1，61 油圧ポンプ（可変容量型斜板式液圧回転機）
- 2 原動機
- 4 油圧閉回路
- 5 油圧モータ
- 11 ケーシング
- 13 回転軸
- 14 シリンダブロック
- 15 シリンダ
- 16 ピストン
- 17 シュー
- 19 弁板
- 20 斜板支持体（斜板支持部）

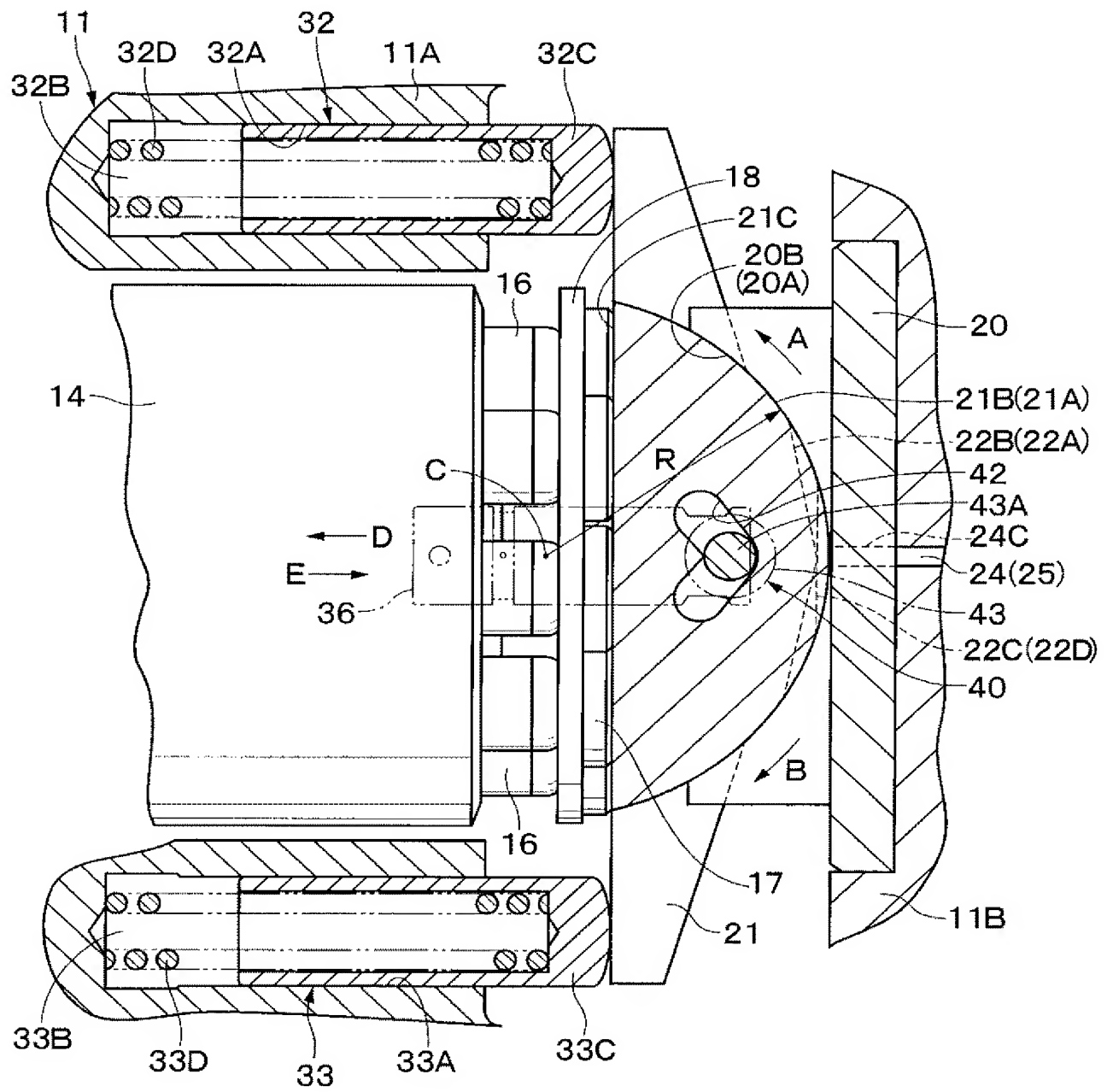
2 0 A, 2 0 B 傾転支持面
2 1 斜板
2 1 A, 2 1 B 脚部
2 1 C 平滑面
2 1 D 貫通穴
2 2, 6 2 静圧軸受
2 2 A, 6 2 A 第 1 の主静圧軸受部
2 2 B, 6 2 B 第 2 の主静圧軸受部
2 2 C, 6 2 C 第 1 の補助静圧軸受部
2 2 D, 6 2 D 第 2 の補助静圧軸受部
2 3 A, 6 3 A 第 1 の滑り軸受部
2 3 B, 6 3 B 第 2 の滑り軸受部
2 4, 2 5, 6 4, 6 5 導油路
2 4 A, 2 5 A 共通油路
2 4 B, 2 4 C, 2 5 B, 2 5 C 分岐油路
2 6, 2 7 共通絞り
2 8, 2 9, 3 0, 3 1 個別絞り
3 2, 3 3 傾転アクチュエータ
3 2 B, 3 3 B 液圧室
3 2 C, 3 3 C 傾転ピストン
3 4 レギュレータ
3 5 弁ハウジング
3 6 制御スリーブ
3 7 スプール
3 8 油圧パイロット部
3 9 弁ばね
4 0 フィードバック機構
4 1 変換部
4 2 カム溝 (カム面)
4 3 カムフォロア
4 4 並進バー (変位伝達部)
4 4 A 固定部
4 5 ガイド部材
4 6 パイロットポンプ
4 7 タンク
5 1 前後進切換弁 (方向切換弁)
5 2 走行操作弁 (指令手段)
5 2 A 走行ペダル
5 3 指令圧管路
6 4 A, 6 4 B, 6 4 C, 6 4 D 油路
6 5 A, 6 5 B, 6 5 C, 6 5 D 油路
6 6, 6 7 絞り



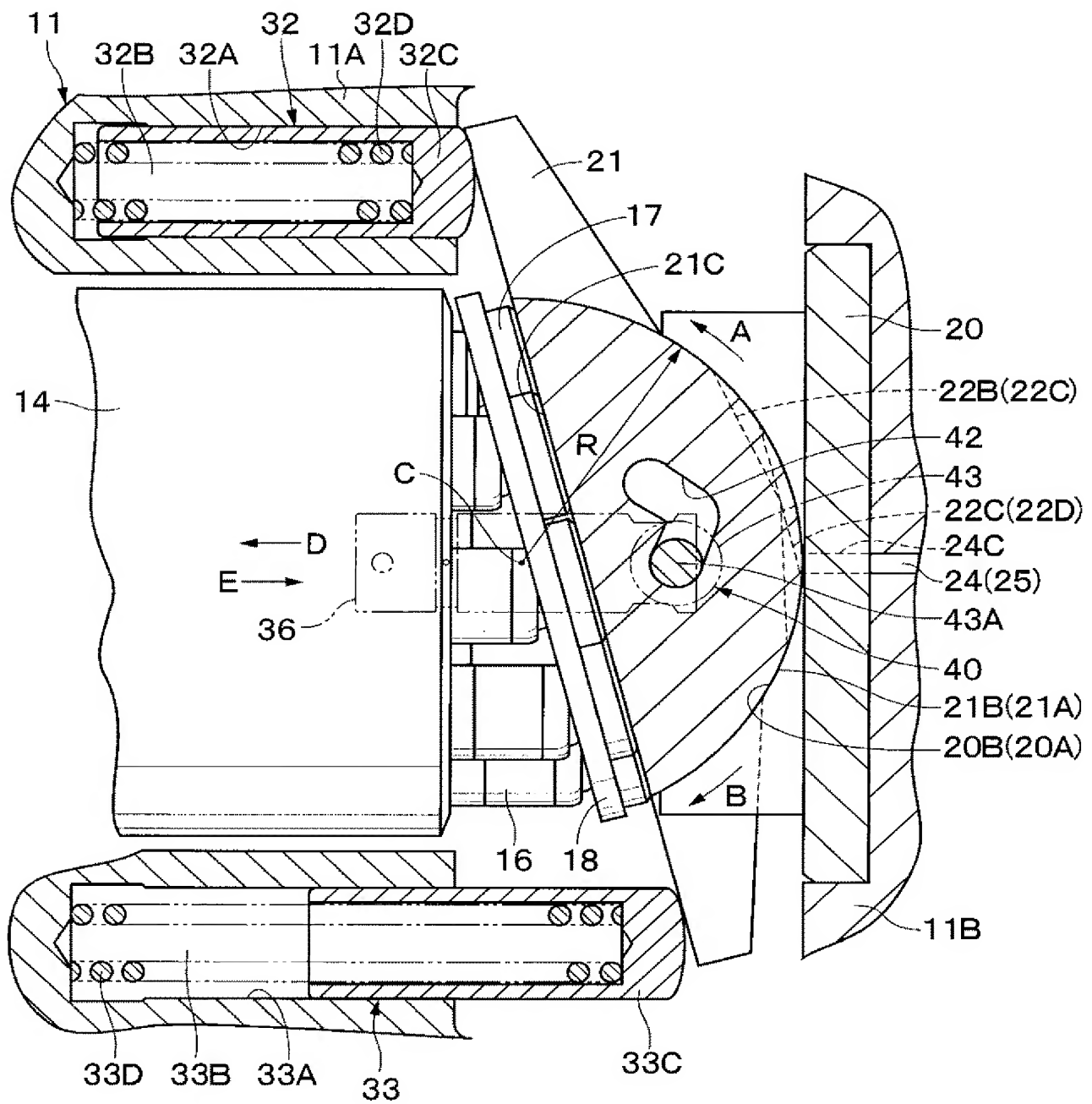


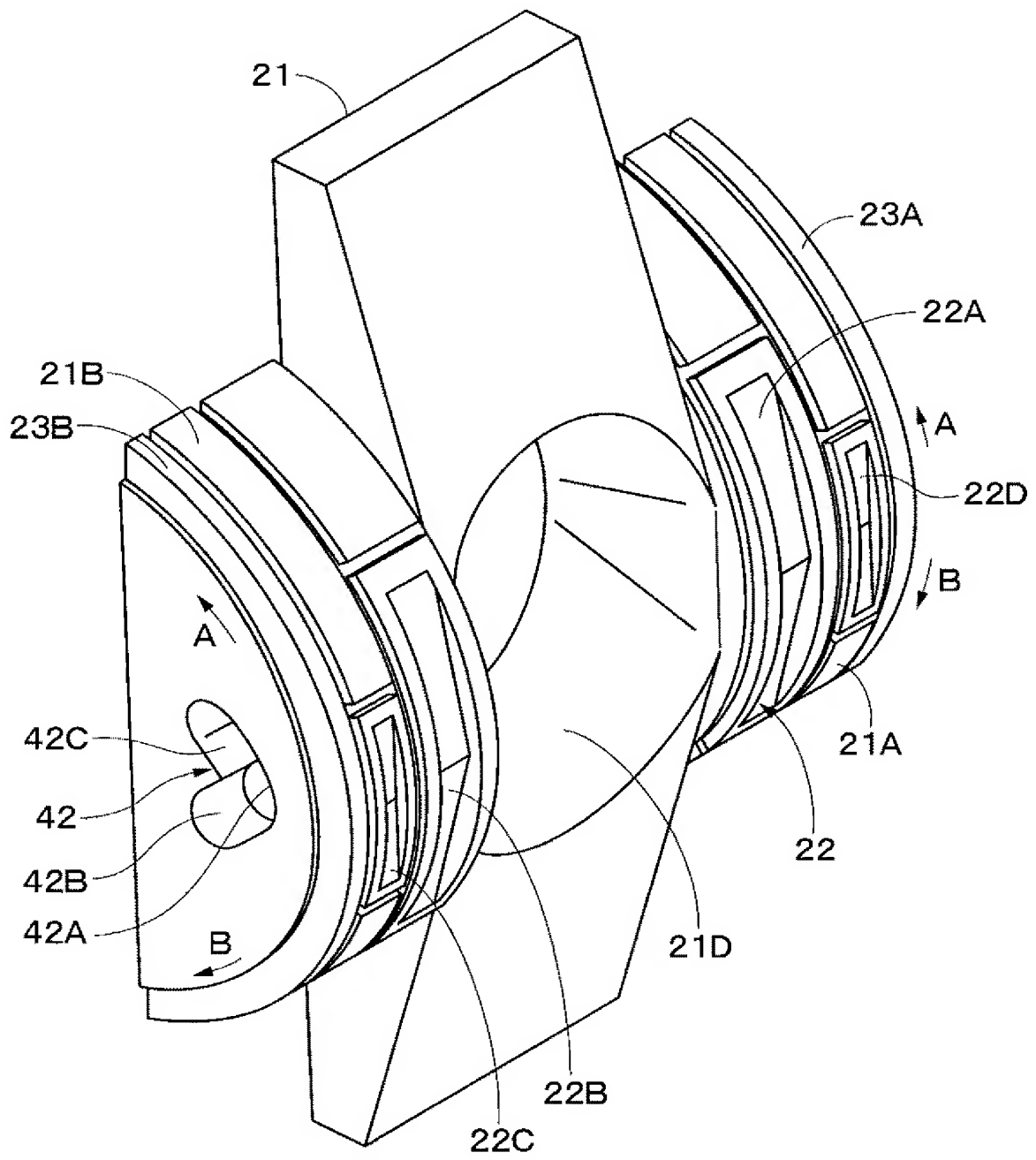


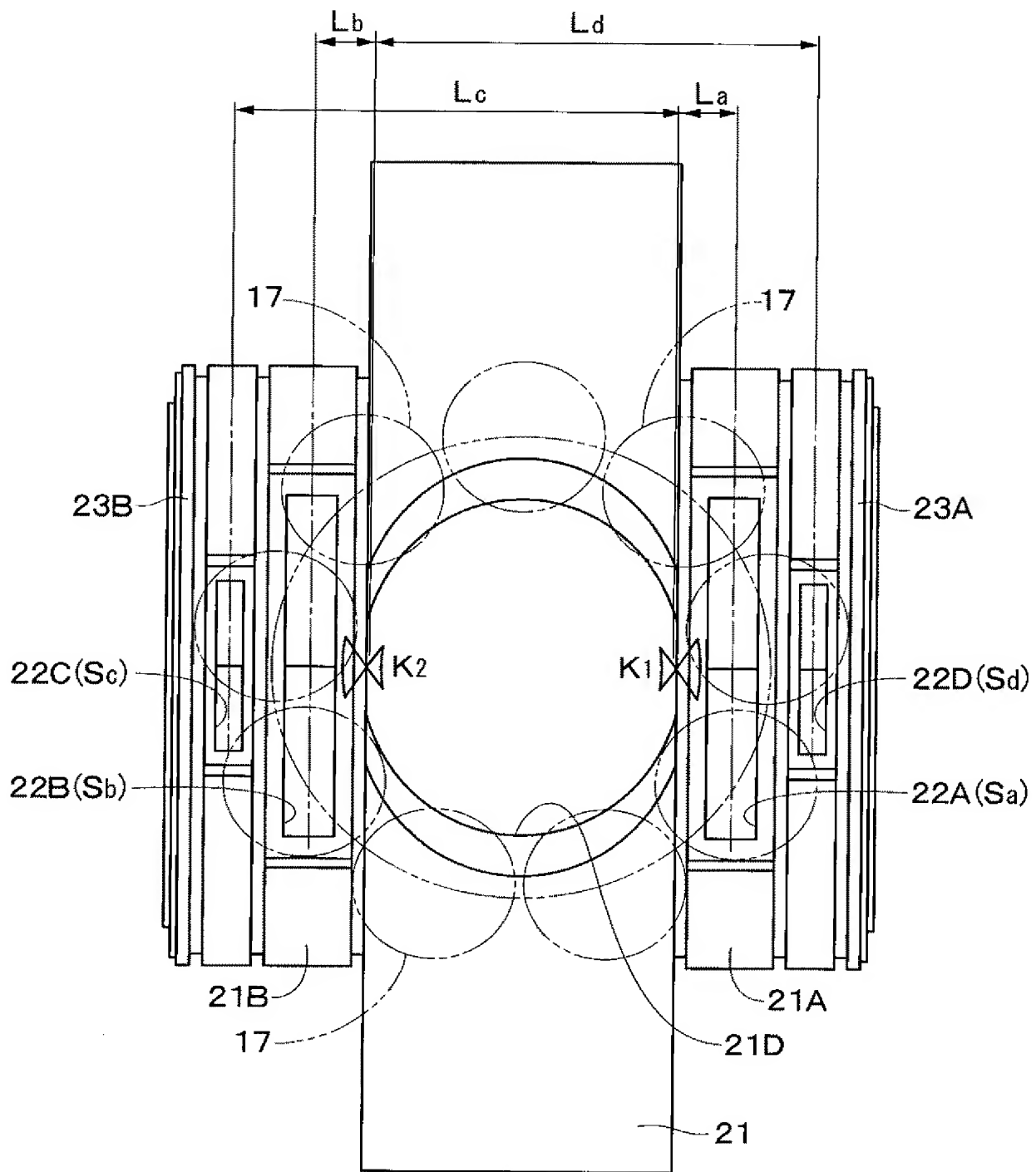
【図 6】

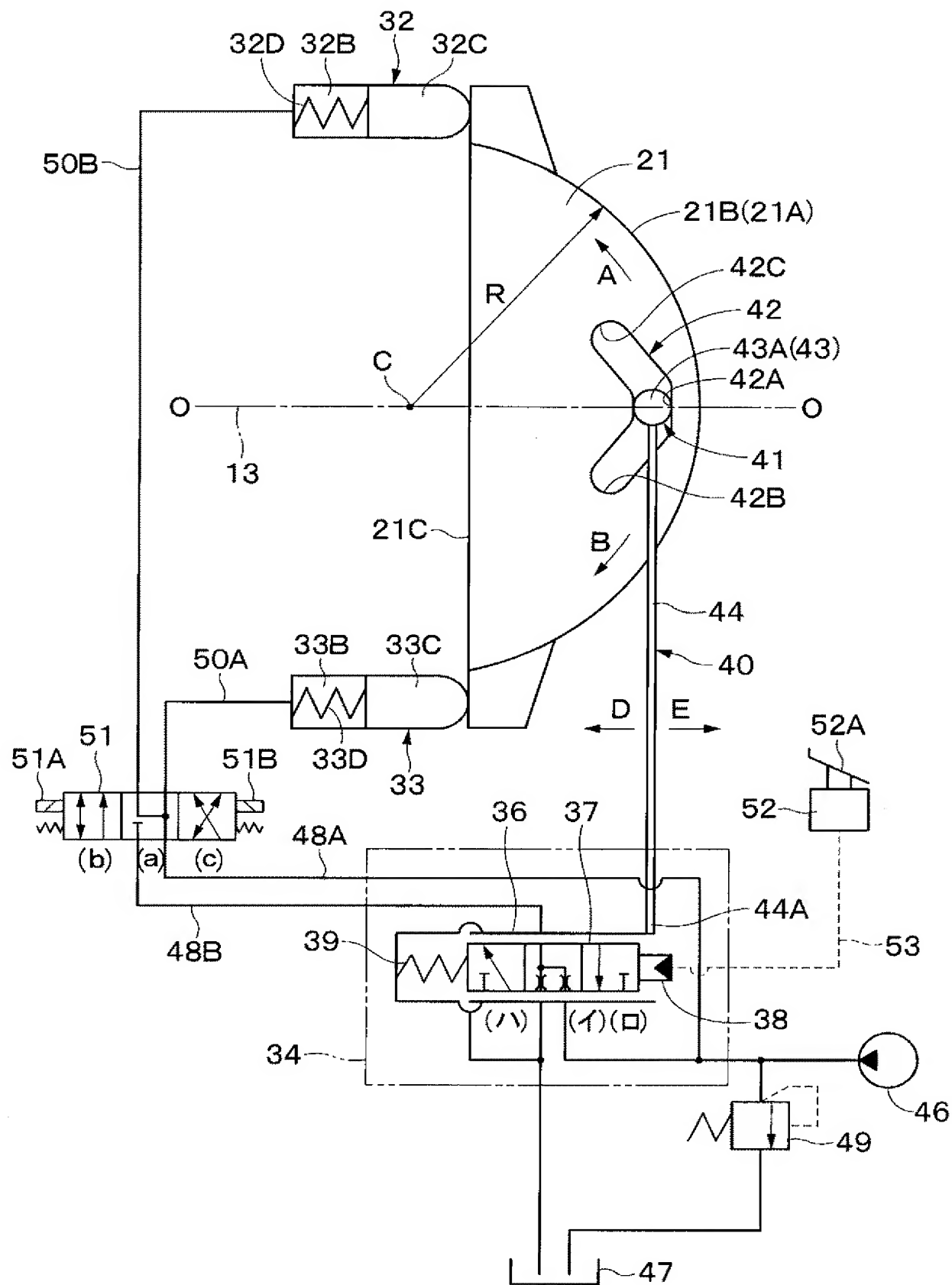


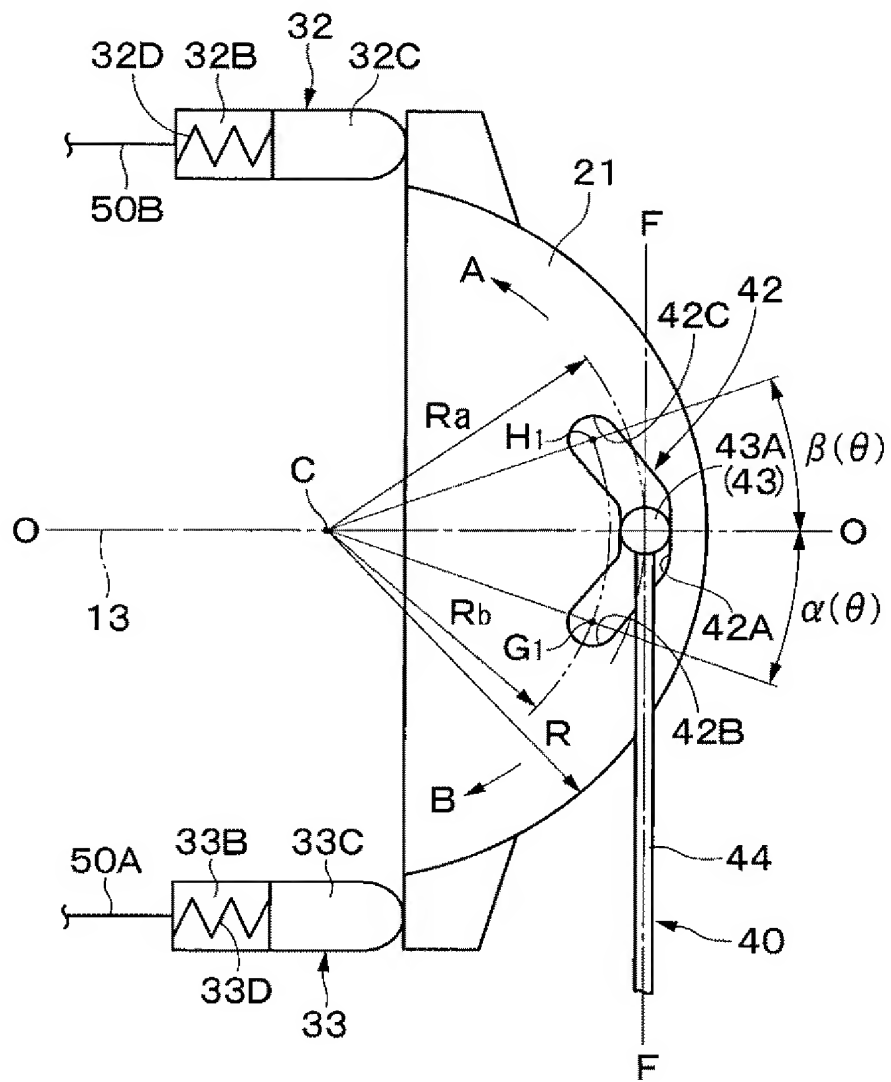
【図 7】

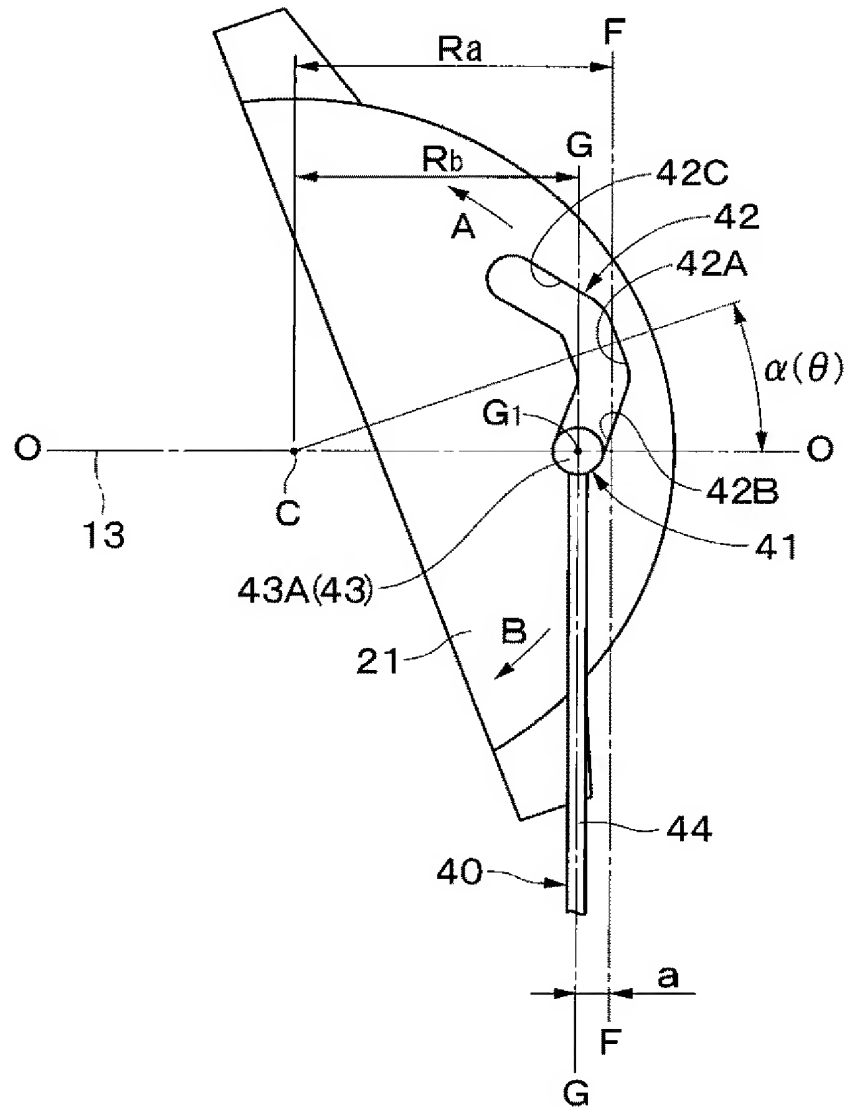


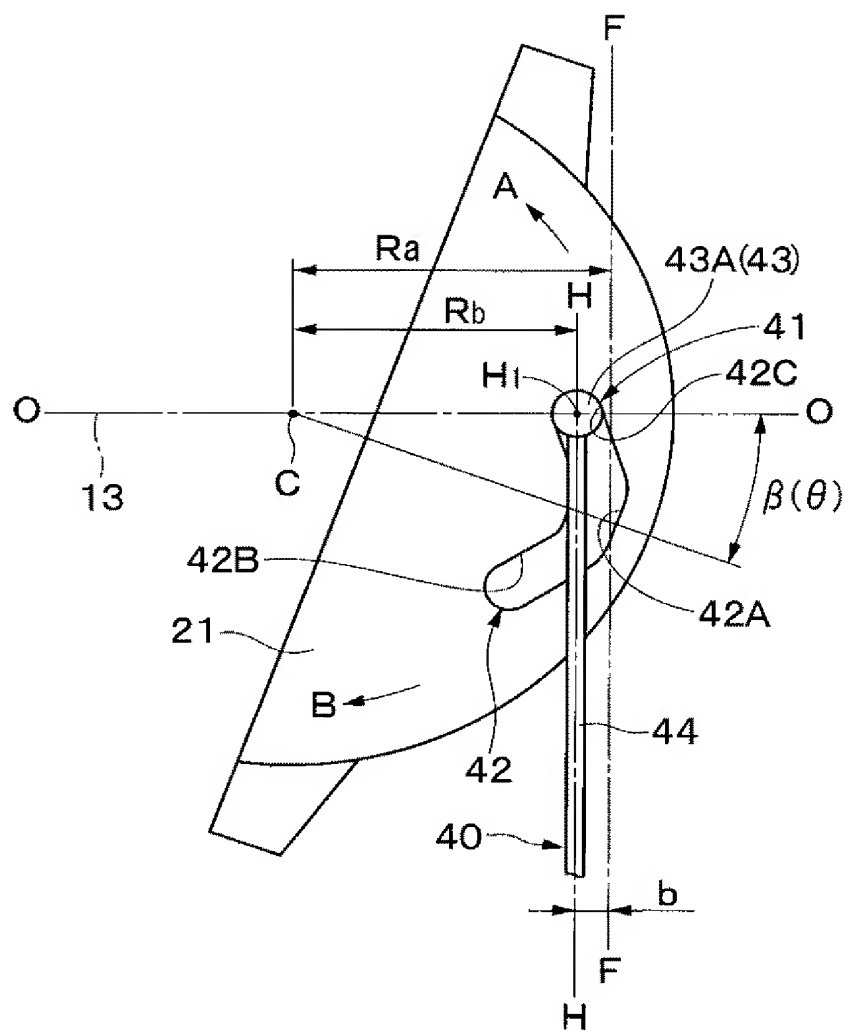


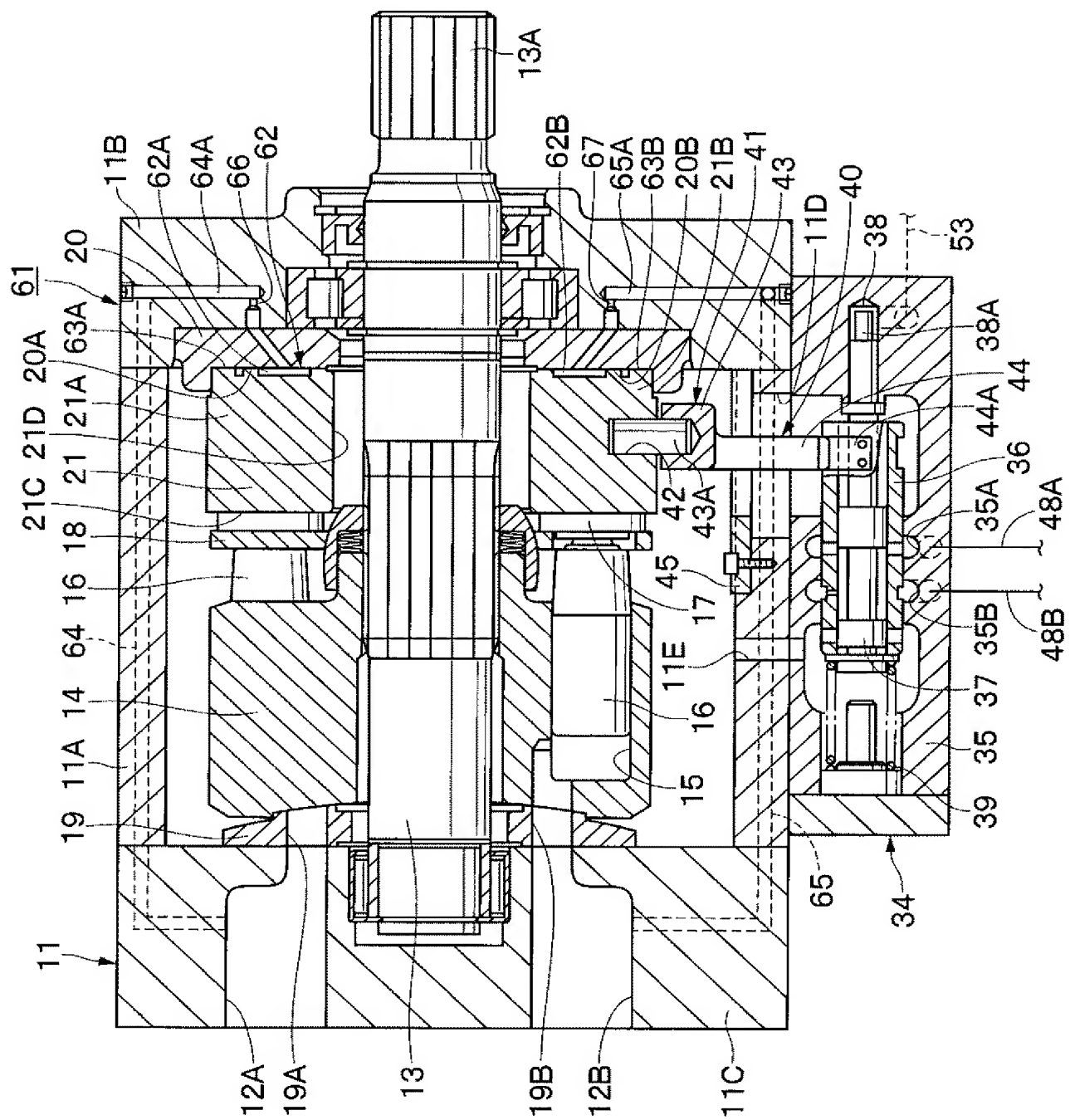


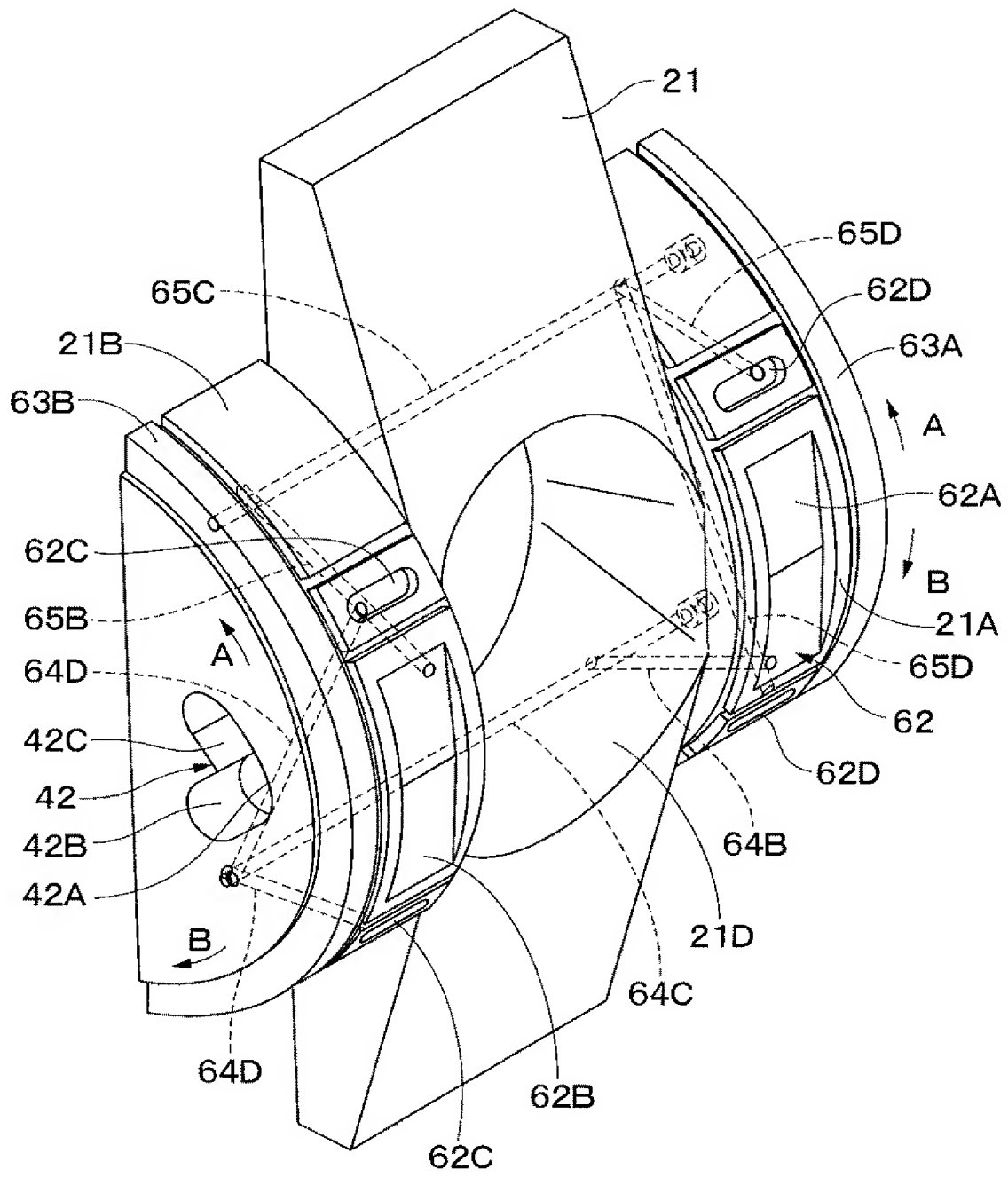


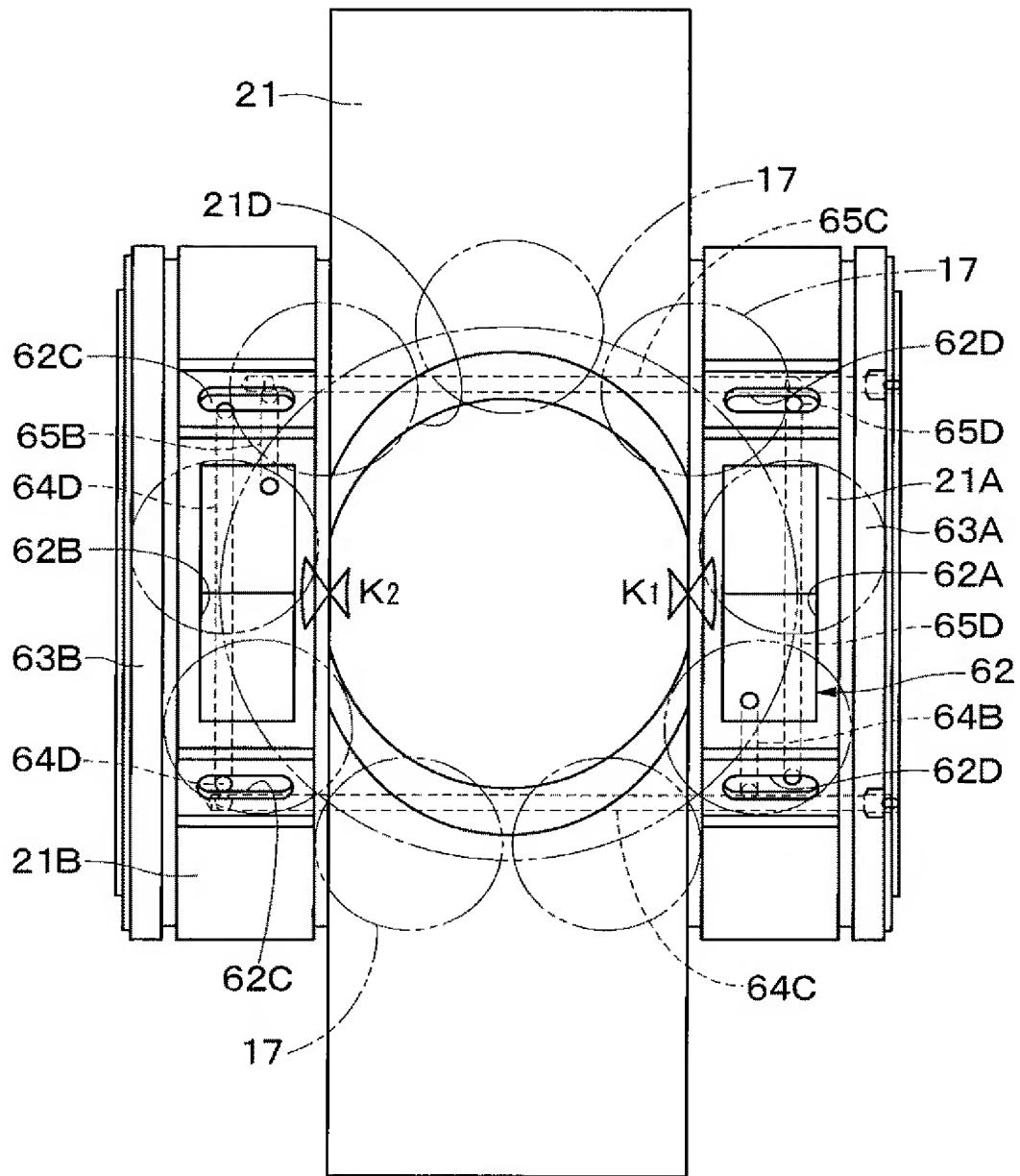












【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 ピストン反力による斜板の押付力と静圧軸受による乖離力とを良好にバランスさせ、静圧軸受として安定した性能を発揮できるようにする。

【解決手段】 斜板支持体 20 の傾転支持面 20 A, 20 B と斜板 21 の脚部 21 A, 21 B との間には、給排通路 12 A, 12 B に導油路 24, 25 介して連通し両者の接触面を潤滑状態に保持する静圧軸受 22 を設ける。この静圧軸受 22 は、一方の脚部 21 A に形成され導油路 24 に連通した第 1 の主静圧軸受部 22 A と、他方の脚部 21 B に形成され導油路 25 に連通した第 2 の主静圧軸受部 22 B と、他方の脚部 21 B に形成され前記導油路 24 に連通した第 1 の補助静圧軸受部 22 C と、一方の脚部 21 A に形成され前記導油路 25 に連通した第 2 の補助静圧軸受部 22 D とにより構成する。

【選択図】 図 3

出願人履歴

0 0 0 0 0 5 5 2 2

20000615

住所変更

東京都文京区後楽二丁目5番1号

日立建機株式会社